

Lading og lagring av varme i energibrønner for bygningsoppvarming

Una Prestegaard

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2014

Hovedveileder: Erling Næss, EPT

Medveileder: Henrik Holmberg, EPT
Randi Kalskin Ramstad, IGB

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2014-90

MASTER THESIS

for

Student Una Prestegård

Spring 2014

Heat recharge and storage in energy wells for building energy systems

*Lading og lagring av varme i energibrønner for bygningsoppvarming***Background and objective**

Energy wells can be used to store low grade thermal energy in borehole thermal energy storage (BTES). In this case, the borehole field should be constructed in such a way that the heat losses are minimized, and the wells are commonly placed with a separation distance of 5- 7 meters which favors thermal interaction. The aim with these systems is to store thermal energy that otherwise would have been wasted. The stored thermal energy can be partly recovered when needed, and used either directly or indirectly in a ground source heat pump (GSHP) system.

Heat sources for thermal recharge of BTES can be e.g. waste heat, solar energy, outside air and ventilation air. Thermal recharge requires the use of electricity to operate circulation pumps and fans. It is desired to perform the recharge as effective as possible, and thereby to keep the usage of electricity low. This is important both for the performance of the BTES, and for GSHP systems operating with an unbalanced building load.

The following tasks are to be considered:

1. A literature review shall be performed regarding different sources and methods to thermally recharge energy wells. The review shall assess methods primary based on their respective energy consumption, temperature range and effectiveness. Also, the associated equipment related to the different sources/methods shall be described.
2. A comparison between available solar collectors having different thermal characteristics and the use of ventilation air and outside air shall be performed. The thermal characteristics of the energy collectors will form the input to simulations with a numerical energy well model.
3. Use the characteristics of the solar collectors, ventilation air and outside air to generate input for numerical simulations. Operational data from the solar assisted GSHP system at Ljan skole in Norway might be used for the demand profile. A parametric study in which the thermal response from a single energy well is considered shall be undertaken.

4. Based on the results from task 3, propose an optimum design for a GSHP system using a BTES. Focus should be on reducing the electric energy consumption in the system. The solar assisted GSHP system at Ljan skole in Norway might be used as a reference system.
5. Suggestions for further work shall be made.

Within 14 days of receiving the written text on the master thesis, the candidate shall submit a research plan for his project to the department.

When the thesis is evaluated, emphasis is put on processing of the results, and that they are presented in tabular and/or graphic form in a clear manner, and that they are analyzed carefully.

The thesis should be formulated as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents etc. During the preparation of the text, the candidate should make an effort to produce a well-structured and easily readable report. In order to ease the evaluation of the thesis, it is important that the cross-references are correct. In the making of the report, strong emphasis should be placed on both a thorough discussion of the results and an orderly presentation.

The candidate is requested to initiate and keep close contact with his/her academic supervisor(s) throughout the working period. The candidate must follow the rules and regulations of NTNU as well as passive directions given by the Department of Energy and Process Engineering.


Risk assessment of the candidate's work shall be carried out according to the department's procedures. The risk assessment must be documented and included as part of the final report. Events related to the candidate's work adversely affecting the health, safety or security, must be documented and included as part of the final report. If the documentation on risk assessment represents a large number of pages, the full version is to be submitted electronically to the supervisor and an excerpt is included in the report.

Pursuant to "Regulations concerning the supplementary provisions to the technology study program/Master of Science" at NTNU §20, the Department reserves the permission to utilize all the results and data for teaching and research purposes as well as in future publications.

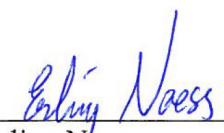
The final report is to be submitted digitally in DAIM. An executive summary of the thesis including title, student's name, supervisor's name, year, department name, and NTNU's logo and name, shall be submitted to the department as a separate pdf file. Based on an agreement with the supervisor, the final report and other material and documents may be given to the supervisor in digital format.

- Work to be done in lab (Water power lab, Fluids engineering lab, Thermal engineering lab)
- Field work

Department of Energy and Process Engineering, 14. January 2014



Olav Bolland
Department Head



Erling Næss
Academic Supervisor

Research Advisor:
PhD student Henrik Holmberg, NTNU
Associate professor 2 Randi Kalskin Ramstad, NTNU

Forord

Denne oppgaven er skrevet som masteroppgave ved Instituttet for energi og prosesssteknikk våren 2014. Jeg vil gjerne takke veilederne mine; Erling Næss, Henrik Holmberg og Randi Kalskin Ramstad, for et godt samarbeid i denne perioden.

Den generelle teorien, som innledningsvis i denne masteroppgaven gir en introduksjon til grunnvarme, er basert på arbeidet gjort i prosjektoppgaven min. Prosjektoppgaven ble skrevet høsten 2013, og omhandlet grunnvarme og det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet på Ljan skole. Beskrivelsen av anleggene hvor ladekilden er en bakkesolfanger, platesolfanger eller ventilasjonsluft, er også basert på arbeidet gjort i prosjektoppgaven.

Trondheim, 13.juni 2014

Una Prestegaard

Abstract

A ground source heat pump (GSHP) system can be used for heating of buildings. If the energy wells are placed with a distance of 5–7 *m*, they need to be recharged with thermal energy to maintain the system efficiency. If the distance between the energy wells is 15–20 *m*, the ground will recharge itself. This thesis explores possible sources for thermal recharging of energy wells. The heat demand is scoped to a school building located in a climate similar to Oslo, Norway. In order to simulate this system, characteristics and observed data from the GSHP system at Ljan skole in Oslo is used. The system recharges the energy wells with thermal energy from a ground solar collector. This thesis will also explore a flat plate solar collector, outside air and ventilation air as possible recharging sources.

A literature study on energy consumption, necessary equipment and temperature range, is performed for the four sources. Simulations, with a numerical model for the boreholes, are performed for the four sources in combination with a GSHP system at a school. Based on this, an optimal design for a GSHP with recharge is proposed. The main criterion for the recharging source is low energy consumption. In addition, space limitations, flexibility and temperature range are considered.

Of the four sources considered in this thesis, the flat plate solar collector is best suited for thermal recharge of energy wells in a GSHP system at a school located in an Oslo climate. This system displays the lowest energy consumption when recharging the energy wells from May till September. The flat plate solar collector delivers energy with an average power of 175,1 *kW*, and requires the lowest number of operation hours of the four examined sources. A flat plate solar collector must be placed on the building's roof. The roof area must be of a certain size, and preferably face south. The flat plate solar collector can deliver more thermal energy if the operating period is extended to March and April. This makes it possible to reduce the collector area. Otherwise, the extra energy can be used for hot water heating, or space heating. This will save heat extraction from the energy wells, and decrease the amount of thermal energy that needs to be returned to the energy wells.

The ground solar collector has the second lowest energy consumption when recharging energy wells. The average power of the energy delivery is 53,6 *kW*. A ground solar collector can be a good choice if the building does not have a large enough roof area, or if the flat plate solar collector cannot face south. Ljan skole's historical background requires them to preserve the school's façade, and a solar collector cannot be installed on the roof. The best alternative for recharge at Ljan skole is a ground solar collector. Ventilation air is another alternative recharging source as it delivers energy with an average power of 120,2 *kW*. For a school it will however demand too much energy to run the ventilation system during the summer holidays, which constitutes the main recharging period, when it is usually switched off. Ventilation air is more relevant for buildings where the ventilation system is used during the recharging period. Outside air cannot be recommended as a recharging source. It displays the highest energy consumption of all the examined sources, and it delivers energy at an average power of 67,1 *kW*. A parameter study of the numerical model for the boreholes indicates that it is better to recharge the boreholes with high power over a shorter time period, than with low power over a longer time period. This is valid for all of the examined recharging sources.

Sammendrag

Et grunnvarmebasert system kan benyttes til oppvarming av bygg. Hvis borehullene er plassert med en avstand på 5–7 m, må termisk energi tilbakeføres til borehullene for å opprettholde effektiviteten til systemet. Med en avstand mellom borehullene på 15–20 m, lades grunnen opp naturlig. Denne oppgaven undersøker mulige kilder som kan tilføre energi til borehull. Varmebehovet, og driftstiden, er basert på en skolebygning, med et klima som i Oslo. For å kunne simulere et slikt system, er egenskapene og måledata fra det grunnvarmebaserte systemet ved Ljan skole benyttet. Ved dette anlegget tilføres borehullene energi fra en bakkesolfanger. I denne oppgaven undersøkes i tillegg en platesolfanger, uteluft og ventilasjonsluft som mulige ladekilder.

For de fire ladekildene er det gjennomført et litteraturstudium av energiforbruk, nødvendige komponenter og temperaturnivå. Simuleringer, med en numerisk borehullsmodell, utføres for hver av de fire ladekildene i kombinasjon med et grunnvarmebasert varmepumpesystem ved en skole. Basert på dette, anbefales en optimal ladekilde. Valget er tatt med hovedfokus på et lavt forbruk av primærenergi. I tillegg er faktorer som plass, fleksibilitet og temperaturnivå tatt i betraktning.

Av de fire ladekildene som er undersøkt i denne oppgaven, egner platesolfangeren seg best til å lade borehull i et grunnvarmebasert system ved en skole med like klimatiske forutsetninger som for Oslo. Systemet bruker minst primærenergi ved å lade borehullene i en periode fra mai til september. Platesolfangeren leverer energi ved høye effekter, gjennomsnittlig 175,1 kW, og har færrest driftstimer av de fire ladekildene. Begrensningen til platesolfangeren ligger i at bygningen må ha et stort nok takareal tilgjengelig for installasjon, og at solfangeren helst skal være rettet mot sør. Ved å utvide ladeperioden til å inkludere mars og april, kan platesolfangeren levere ekstra energi. Da kan enten solfangerarealet reduseres, eller den ekstra energien kan utnyttes til oppvarming av varmtvann, eller romoppvarming. Det sistnevnte vil spare borehullene for uttak av energi, som igjen vil redusere energimengden som må tilbakeføres til borehullene.

En bakkesolfanger er den nest beste ladekilden med tanke på energiforbruk. Gjennomsnittlig effekt er 53,6 kW. En bakkesolfanger kan være aktuell hvis takarealet på bygningen ikke er tilgjengelig, eller hvis retningen på taket ikke er ideell. Ljan skole er i en spesiell situasjon fordi fasaden er fredet, og en platesolfanger kan derfor ikke installeres på taket. Deres beste alternative ladekilde er dermed en bakkesolfanger. Ventilasjonsluft som ladekilde blir energikrevende i kombinasjon med en skole, fordi ventilasjonsanlegget vanligvis er avslått i ladeperioden. Ventilasjonsluft leverer energi med en gjennomsnittlig effekt på 120,2 kW, og kan være svært aktuell som ladekilde for bygninger som er i bruk i ladeperioden. Uteluft kan etter simuleringene i denne oppgaven ikke anbefales, da den har størst totalt energiforbruk i ladeperioden, og leverer energi ved en lav gjennomsnittlig effekt på 67,1 kW. En parameterstudie av borehullsmodellen viser at det er bedre å lade borehullene med høye effekter over en kortere tidsperiode, enn med lave effekter over en lang periode. Dette gjelder uavhengig av ladekilden.

Innhold

Forord	i
Abstract	iii
Sammendrag	v
Innhold	vii
Figurer	x
Tabeller	xii
Symbolliste	xiii
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Formål	1
1.3 Problembeskrivelse og struktur	1
1.4 Antagelser	3
2 Generell teori	5
2.1 Klassifisering	5
2.2 Energibrønn – borehull med varmevekslere	6
2.2.1 Borehullets kvaliteter	6
2.2.2 Varmeoverføring i borehullet	7
2.2.3 Analytiske modeller for varmeoverføringen i grunnen	8
2.2.4 Numerisk modell for varmeoverføringen i grunnen	10
2.2.5 Arbeidsmediet	11
2.2.6 Sirkulasjonspumpe	12
2.2.7 Varmeveksler	12
2.3 Termisk energilager	13
2.3.1 Konfigurasjon	13
2.3.2 Lav- og høytemperaturlager	14
2.3.3 Andre lagringsmetoder	15
3 Ladekilder	17
3.1 Bakgrunn	17
3.2 Taksolfanger	17
3.2.1 Komponenter	18
3.2.2 Arbeidsmedium	19
3.2.3 Platesolfanger	20
3.2.4 Vakuumrørsolfanger	21
3.2.5 Udekket solfanger	22
3.2.6 Sammenligning	22
3.2.7 Virkningsgrad	23
3.2.8 Solfangerareal	25
3.2.9 Energibruk og systemeffektivitet	25
3.2.10 Systemløsninger	26
3.2.11 Anlegg med taksolfanger	27

3.3	Bakkesolfanger	29
3.3.1	Komponenter og energiforbruk	29
3.3.2	Varmeoverføring	30
3.3.3	Systemløsninger	32
3.3.4	Anlegg med bakkesolfanger	33
3.4	Uteluft	36
3.4.1	Komponenter	36
3.4.2	Systemløsninger	37
3.4.3	Energiforbruk	37
3.4.4	Kjøleanlegg med borehull	38
3.5	Ventilasjonsluft	39
3.5.1	Komponenter	39
3.5.2	Systemløsninger	41
3.5.3	Anlegg med ventilasjonsluft som ladekilde	42
3.5.4	Effektivitet og energiforbruk	43
3.6	Andre ladekilder	44
3.7	Sammenligning av ladekildene	44
4	Systembeskrivelse, modeller og anvendt data	47
4.1	Parameterstudie av borehullsmodellen	47
4.1.1	Tilfelle A	48
4.1.2	Tilfelle B	48
4.1.3	Tilfelle C	48
4.1.4	Tilfelle D og E	48
4.1.5	Konklusjon	49
4.2	Systemets egenskaper	49
4.2.1	Varmebehov	49
4.2.2	Periode	49
4.2.3	Energibrønner	50
4.2.4	Trykktap	50
4.2.5	Sirkulasjonspumpe	51
4.2.6	Solinnstråling	52
4.2.7	Utetemperatur	52
4.3	Bakkesolfanger	53
4.4	Platesolfanger	55
4.4.1	Egenskaper	55
4.4.2	Sensitivitetsanalyse	58
4.5	Uteluft	59
4.6	Ventilasjonsluft	62
4.6.1	Ventilasjonsluftprofil	62
4.6.2	Varmeveksler	64
4.6.3	Spesifikk vifteeffekt	65
4.7	EED – inndata og antagelser	66
5	Energileveranse og termisk respons i borehullene	67
5.1	Bakkesolfanger som ladekilde	67
5.1.1	Energileveranse	67
5.1.2	Driftstimer	68
5.1.3	Energiforbruk	68
5.1.4	Optimalt scenario	68

5.1.5	Temperaturen i borehullene etter 25 års drift	69
5.2	Platesolfanger som ladekilde	70
5.2.1	Energileveranse	71
5.2.2	Driftstimer	71
5.2.3	Energiforbruk	72
5.2.4	Gjennomsnittlig virkningsgrad	72
5.2.5	Optimalt scenario	72
5.2.6	Temperaturen i borehullene etter 25 års drift	73
5.3	Uteluft som ladekilde	74
5.3.1	Energileveranse	74
5.3.2	Driftstimer	75
5.3.3	Energiforbruk	75
5.3.4	Optimalt scenario	76
5.3.5	Temperaturen i borehullene etter 25 års drift	76
5.4	Ventilasjonsluft som ladekilde	77
5.4.1	Energileveranse	77
5.4.2	Driftstimer	78
5.4.3	Energiforbruk	78
5.4.4	Optimalt scenario	79
5.4.5	Temperaturen i borehullene etter 25 års drift	79
5.5	Diskusjon	80
5.5.1	Energileveranse	80
5.5.2	Driftstimer	82
5.5.3	Energiforbruk	84
5.5.4	Temperatur etter 25 års drift	86
5.6	Anbefalt løsning	87
5.7	Feilkilder	87
6	Konklusjon og forslag til videre arbeid	89
6.1	Konklusjon	89
6.2	Forslag til videre arbeid	90
	Referanser	93
A	Vedlegg Platesolfanger – KNSC–003.1	99
B	Vedlegg Effekt tørrkjøler	102
C	Inn- og utdata fra årssimulering i SIMIEN	106
D	MatLab-kode	110
E	Inn- og utdata i EED-simuleringer	119

Figurer

1	Direkte, grunnvarmebasert system med grunnvann som varmebærer.	5
2	Indirekte, grunnvarmebasert system med vertikale energibrønner.	6
3	Energibrønn med U-rør og fyllmasse [32].	7
4	Varmeuttak, -tilførsel og -tap i energibrønner i løpet av et år [48].	14
5	Skisse av en platesolfanger med begrep og termiske forhold [16].	18
6	Korreksjonsfaktor når asimutvinkelen avviker fra sørlig retning [61].	19
7	Skisse av en platesolfanger [36].	20
8	Solfangerpanel koblet i parallell uten innreguleringsventil.	21
9	Skisse av en enkel vakuumsolfanger [14].	22
10	Virkningsgraden til tre ulike taksolfangere som funksjon av temperaturforskjellen mellom solfangeren og uteluften [14].	23
11	Skisse av sol- og varmedistribusjonssystemet ved Drake Landing [10].	27
12	Det termiske lageret ved Drake Landing [10].	28
13	Øyeblikksbilde av anlegget på Drake Landing [10].	29
14	Levert energi fra bakkesolfanger til brønnene på Ljan skole 16. august til 26. august 2012, plottet sammen med temperaturen i bakken, på overflaten, i brønnene og midlere utelufttemperatur.	32
15	Bakkesolfangeren som legges på en motorvei i Toddington [22].	33
16	Tegning av anlegget på Ljan skole [42].	34
17	Skjermbilde av SD-anlegget på Ljan skole [42].	35
18	Plan tørrkjøler med tre vifter [2].	36
19	Kjøling med borehull, og lading og frikjøling med uteluft [4].	38
20	Skisse av et rom med ventilasjon uten energigjenvinner [3].	40
21	Skisse av et rom med ventilasjon, og energigjenvinning av avtrekksluften [3].	41
22	Skisse av en ventilasjonsvarmepumpe med ventilasjonsbatteri [12].	42
23	Energianlegget på Falstadsenteret i Levanger [51].	43
24	Pumpekaraktistikk [40].	51
25	Gjennomsnittlig utetemperatur per måned fra klima i 2012 og normalverdier fra SIMIEN.	53
26	Skisse av en bakkesolfanger som leverer energi til borehull.	54
27	Skisse av en platesolfanger med panel i parallell som leverer energi til borehull.	55
28	Ligning for trykktapet, y , gjennom et solfangerpanel som funksjon av volumstrømmen, x .	57
29	Skisse av en tørrkjøler som leverer energi fra uteluft til borehull.	60
30	Grafer med ligning tilpasset beregnede verdier for levert effekt fra tørrkjøleren som funksjon av DT , samt avviket ligningen har fra de oppgitte punktene.	61
31	Skisse av at væsken fra borehullene tilføres energi fra ventilasjonsluft.	62
32	Skisse av luftstrømmene for tilluft og avkastluft, og væskestrømmen til, og fra, borehullene.	63
33	Middeltemperaturen i borehullet ved utgangen av hver måned det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).	69
34	Middeltemperaturen over borehullet det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).	74
35	Middeltemperaturen over borehullene det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).	77

36	Middeltemperaturen over borehullet det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).	80
37	Energileveranse per måned for ladekildene.	81
38	Antall driftstimer for hver ladekilde per måned.	83
39	Gjennomsnittlig levert effekt fra de fire ladekildene i ladeperioden. .	83
40	Energiforbruket per måned for hver ladekilde.	85

Tabeller

1	Parameterverdier ved testing.	47
2	Tidsperiode.	50
3	Egenskaper for grunnen.	50
4	Egenskaper for borehullene og de enkle U-rørene.	50
5	Innstrålt solenergi på Ljan skole i kWh/m^2	52
6	Egenskaper kollektorrør i bakkesolfanger.	54
7	Egenskaper for arbeidsmediet i borehullene ved 10 °C når en bakkesolfanger, uteluft og ventilasjonsluft er ladekilder [34].	54
8	Egenskaper platesolfanger.	56
9	Egenskaper VegoCool ved 10 °C [24].	56
10	Trykktap i solfangeren [44].	57
11	Effekt tørrkjøler.	60
12	Ny verdi for SFP.	66
13	Levert energi fra bakkesolfangeren i MWh	67
14	Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med bakkesolfanger som ladekilde.	69
15	Levert energi fra solfangeren til borehullene i MWh	71
16	Antall driftstimer for sirkulasjonspumpen.	72
17	Gjennomsnittlig virkningsgrad for platesolfangeren i ladeperioden.	72
18	Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med platesolfanger som ladekilde.	73
19	Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer per måned for tre tilfeller med uteluft som ladekilde	75
20	Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med uteluft som ladekilde.	76
21	Energileveranse og energiforbruk for tre tilfeller med ventilasjonsluft som ladekilde.	77
22	Antall driftstimer for ventilasjonsanlegget og sirkulasjonspumpen.	78
23	Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med ventilasjonsluft som ladekilde.	79
24	Ladekilder oppsummert.	80
25	Innstrålt solenergi på Ljan skole i kWh/m^2 utenfor ladeperioden.	82

Symbolliste

α_a	Asfaltens evne til å absorbere langbølget stråling	[–]
α_p	Absorbatorplatens absorpsjonsfaktor	[–]
α_s	Absorptiviteten til asfalten	[–]
$\bar{\eta}_{sf}$	Midlere virkningsgrad for en solfanger	[–]
β	Helningsvinkelen til solfangeren	[°]
$\Delta P_{r\varnothing r}$	Trykktap i rørene	[Pa]
Δp_{tot}	Total trykkøkning over viftene i ventilasjonsanlegget	[Pa]
\dot{m}	Massestrøm	[kg/s]
\dot{Q}_{vv}	Overført varme i en varmeveksler	[W]
\dot{V}	Volumstrøm	[m ³ /s]
\dot{W}_{pumpe}	Pumpekraft	[kW]
\dot{W}_t	Effekten til alle viftene i ventilasjonsanlegget	[kW]
ϵ	Virkningsgrad varmeveksler	[–]
$\eta_{dekn.}$	Ønsket dekningsgrad for solfangeren	[–]
η_{pumpe}	Virkningsgrad pumpe	[–]
η_{sol}	Virkningsgraden til en solfanger	[–]
$\eta_{tot,vifte}$	Total virkningsgrad for viftene	[–]
η_T	Temperaturvirkningsgrad	[–]
μ	Dynamisk viskositet	[Pa · s]
∇T	Temperaturgradient	[K/m]
ρ	Tetthet	[kg/m ³]
ρ_{ref}	Refleksjon	[–]
σ	Stefan-Boltzmanns konstant, $5,67 \cdot 10^{-8}$	[W/m ² K ⁴]
τ	Dekklagets transmittans	[–]
ε_{asf}	Emissiviteten til asfalten	[–]
a	Termisk diffusivitet i grunnen	[m ² /a]
$A_{col,abs}$	Solfangerens absorbatorareal	[m ²]
$A_{col,g}$	Solfangerens totale overflateareal	[m ²]
A_{col}	Solfangerarealet	[m ²]
A_s	Overflatearealet til asfalten	[m ²]
A_{vv}	Innvendig areal i en varmeveksler	[m ²]
<i>ATES</i>	Aquifer Thermal Energy Storage	

B	Den øverste delen av borehullet	$[m]$
$BTES$	Borehole Thermal Energy Storage	
c_p	Spesifikk varmekapasitet	$[J/kg \cdot K]$
C_r	Forholdet mellom $(\dot{m}c_p)_{min}/(\dot{m}c_p)_{maks}$	$[-]$
COP	Coefficient of Performance, effektfaktor varmepumpe	$[-]$
$CTES$	Cave Thermal Energy Storage	
D	Diameter	$[m]$
f	Friksjonsfaktor	$[-]$
f_A	Korreksjonsfaktor for asimutvinkelen	$[-]$
f_H	Korreksjonsfaktor for helningsvinkelen	$[-]$
F_R	Kollektorens varmefjerningsfaktor	$[-]$
g	Tyngdens akselerasjon	$[m/s^2]$
H	Dybde borehull	$[m]$
h_{konv}	Gjennomsnittlig varmeoverføringskoeffisient ved konveksjon	$[W/m^2K]$
H_p	Løftehøyde	$[m]$
I_{opt}	Årlig innstrålt solenergi ved optimal vinkel	$[kWh/m^2]$
I_T	Solinnstrålingen	$[W/m^2]$
k	Termisk konduktivitet	$[W/mK]$
L	Rørlengde	$[m]$
L_{kar}	Karakteristisk lengde	$[m]$
$LMTD$	Logaritmisk middeltemperaturdifferanse	$[K]$
NTU	Number of transfer units	$[-]$
Nu	Nusselts tall	$[-]$
P_p	Trykk pumpen overkommer	$[Pa]$
q'_b	Varmefluks per meter av borehullet	$[W/m]$
q_a	Absorbent varme i asfalten på grunn av langbølget stråling	$[W/m^2]$
Q_{behov}	Energibehov	$[kWh/år]$
q_{inn}	Absorbent varme i en solfanger	$[W]$
q_{kond}	Varmeoverføring ved konduksjon	$[W]$
q_{konv}	Varmeoverføring ved konveksjon	$[W]$
$Q_{nyttbar}$	Nyttbar varme fra en solfanger	$[W/m^2]$
q_r	Avgitt varme fra asfalten på grunn av stråling	$[W/m^2]$
q_s	Varme absorbert av asfalten på grunn av stråling	$[W/m^2]$

$q_{tot,rad}$	Total varmeoverføring til asfalten som følge av langbølget stråling	[W]
Q_{utb}	Energiutbytte per kvadratmeter av en solfanger	[kWh/m ²]
q_{ut}	Varmetap fra en solfanger	[W]
r	Avstand fra borehullet	[m]
R_b^*	Effektiv termisk resistanse over et borehull	[m · K/W]
R_b'	Lokal termisk resistanse i et borehull	[m · K/W]
$R'_{kond,R\emptyset R}$	Termisk resistanse fra konduksjon gjennom rørveggen	[m · K/W]
$R'_{konv,gv}$	Termisk resistanse fra konveksjon i grunnvannet	[m · K/W]
$R'_{konv,vv}$	Termisk resistanse fra konveksjon i varmevekslerrøret	[m · K/W]
r_b	Radiusen til borehullet	[m]
Re	Reynoldstall	[–]
SFP	Spesifikk vifteeffekt	[kW/(m ³ /s)]
t	Tid	[s]
$T(r, t)$	Temperaturen til grunnen, avhengig av r og t	[K]
T_0	Starttemperatur i grunnen	[K]
T_{avkast}	Temperatur avtrekksluft etter varmeveksler	[K]
$T_{avtrekk}$	Temperatur på avtrekksluft fra ventilasjonsanlegg	[K]
$T_b(t)$	Midlere temperatur på borehullsveggen	[K]
T_{dp}	Duggpunktstemperaturen	[K]
t_{drift}	Antall driftstimer for en pumpe	[h]
$T_{fi}(t)$	Innløpstemperaturen på væsken til borehullet	[K]
$T_{fo}(t)$	Utløpstemperaturen på væsken fra borehullet	[K]
T_f	Fluidtemperaturen	[K]
$T_{inn,br\emptyset nn}$	Temperatur på væsken inn til borehullet	[K]
$T_{inneluft}$	Temperatur på luften inne i bygning	[K]
$T_{kald,inn}$	Temperatur kaldt fluid inn på varmeveksler	[K]
$T_{mf}(t)$	Midlere væsketemperatur i U-røret	[K]
T_{pm}	Absorbatores middeltemperatur	[K]
T_{r_b}	Temperaturen ved borehullsveggen	[K]
T_{si}	Inngangstemperaturen til solfangeren	[K]
T_{sky}	Effektiv himmeltemperatur	[K]
T_{su}	Temperaturen ut av solfangeren	[K]
T_s	Overflatetemperatur bakke	[K]

$T_{tilluft,g}$	Temperatur tilluft etter energigjenvinner	[K]
$T_{ut,brønn}$	Temperatur på væsken ut av borehullet	[K]
T_{ute}	Utelufttemperaturen	[K]
$T_{varm,inn}$	Temperatur varmt fluid inn på varmeveksler	[K]
$T_{varm,ut}$	Temperatur varmt fluid ut av varmeveksler	[K]
U	Varmeovergangskoeffisienten i en varmeveksler	[W/m ² K]
u	Hastighet	[m/s]
U_L	Varmetapskoeffisienten for solfangeren	[W/m ² K]
$UTES$	Underground Thermal Energy Storage	
W_{pumpe}	Energibruk pumpe	[kWh]
z	Variabel borehullsdybde	[m]

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Et grunnvarmebasert varmepumpesystem med termisk lager består hovedsakelig av fire deler – borehull med varmevekslere, et varmepumpesystem, et distribusjonsnett og en kilde som leverer energi til borehullene. Energi som er lagret i grunnen blir brukt som varmekilde i varmepumpen, noe som er gunstig, fordi temperaturen i bakken holder seg relativt konstant gjennom året.

På vinteren vil temperaturen i grunnen være høyere enn utelufttemperaturen, og kan dermed brukes til oppvarming av bygg. På sommeren vil temperaturen i grunnen være lavere enn i uteluften, og kan da brukes til klimakjøling. Brønnene kan være fra rundt 100 til 300 *m* dype, og i dem sirkulerer et arbeidsmedium, som tar opp, eller gir fra seg energi. Dersom flere brønner er boret sammen, kan de brukes som et termisk lager.

Tilførsel av energi til borehullene er hovedfokuset i denne oppgaven. Dette er helt nødvendig i et system med kort avstand mellom borehullene, som 5–7 *m*. Hvis borehullene har 15–20 *m* mellom seg, er det ikke nødvendig med tilførsel av energi. Hvis det tas ut mer energi fra borehullene enn det som tilføres, vil temperaturen i borehullene synke over tid. Borehullene fungerer som varmekilde for en varmepumpe, og varmepumpens COP minker med 3–4 prosent for hver grad borehullenes temperatur synker [52]. Ved å tilføre like mye energi til borehullene som det som tas ut, holdes temperaturen stabil og effektiviteten til systemet opprettholdes.

Borehullene kan tilføres energi fra ulike kilder. Hvis det installeres en taksolfanger eller bakkesolfanger kan solenergien utnyttes. Andre kilder er uteluft, ventilasjonsluft og spillvarme. En bakkesolfanger, taksolfanger, uteluft og ventilasjonsluft er undersøkt som ladekilder i denne oppgaven.

1.2 Formål

Formålet med oppgaven er å presentere ulike ladekilder som kan tilføre energi til borehull i et grunnvarmebasert system, og deretter å utføre simuleringer for fire utvalgte ladekilder i kombinasjon med et grunnvarmebasert system ved en skole. På bakgrunn av simuleringene skal en optimal ladekilde anbefales. Hovedfokuset for valget er energiforbruk, men faktorer som plass, bruksområde og temperaturnivå er også viktig.

1.3 Problembeskrivelse og struktur

Det første punktet i oppgavebeskrivelsen går ut på å gjennomføre et litteraturstudium for ulike kilder som kan benyttes til å lade borehull. Fokuset skal være på forbruk av primærenergi, effektivitet, termiske egenskaper og nødvendige komponenter. Litteraturstudiet presenteres i kapittel 3 – Ladekilder. Kapittelet er delt inn etter ladekilde, og under hvert delkapittel beskrives nødvendige komponenter, ligninger for varmeoverføring, energiforbruk og et anlegg hvor hver av ladekildene benyttes.

I punkt 2 i oppgavebeskrivelsen står det at en sammenligning av solfangere med ulike tekniske karakteristikker, uteluft og ventilasjonsluft som ladekilder skal gjennomføres. Dette skal danne grunnlaget for videre beregninger. Solfangere med ulike tekniske karakteristikker er tolket som en taksolfanger og en bakkesolfanger. I kapittel 3 blir det under delkapittelet 3.2 presentert tre solfangertyper til å ha på tak, og en platesolfanger blir valgt ut som typen som benyttes videre i oppgaven. Sammenligningen av de fire ladekildene; platesolfanger, bakkesolfanger, uteluft og ventilasjonsluft, er presentert som det siste delkapittelet i kapittel 3, og er basert på litteraturstudiet.

Punkt 3 i oppgavebeskrivelsen sier at karakteristikene til solfangerne, ventilasjonsluften og uteluften skal benyttes til å generere inndata til numeriske simuleringer. Driftsdata fra Ljan skole kan benyttes som utgangspunkt, og en parametrisert studie med termisk respons fra ett borehull skal foretas. Dette punktet er i oppgaven presentert som to deler; en beskrivelse av systemene og modellene som benyttes, og en del hvor resultatene fra simuleringene presenteres.

Del en presenteres i kapittel 4. Først gis en parameterstudie av borehullsmodellen, som simulerer den termiske responsen i ett borehull. Deretter presenteres de tekniske karakteristikene til komponentene som er felles i systemene for ladekildene, som sirkulasjonspumpe, arbeidsmedium og utformingen av borehullene. Det er valgt at det grunnvarmebaserte systemet som undersøkes skal være kombinert med en skolebygning. For å kunne simulere dette er de tekniske karakteristikene for de felles komponentene basert på det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet ved Ljan skole.

I kapittel 4 beskrives også datagrunnlaget for simuleringene, som solinnstråling, utetemperatur, varmebehov og periode for beregningene, i tillegg til en beskrivelse av de tekniske egenskapene til komponentene som benyttes for de fire ladekildene; en platesolfanger, en bakkesolfanger, en tørrkjøler og et ventilasjonsanlegg med tilhørende ventilasjonsluftprofil. For solfangeren som ladekilde er det usikkerhet knyttet til ligningene som benyttes til å beregne virkningsgraden til solfangeren, og det er derfor utført en sensitivitetsanalyse. Denne er presentert i avsnitt 4.4.2. Til slutt gis en kort beskrivelse av programmet Earth Energy Designer – EED [7], og antagelser gjort i forbindelse med simuleringer av systemene i dette programmet over lang tid.

For å dekke resten av punkt 3 er simuleringer for hver ladekilde i kombinasjon med borehull gjennomført. For bakkesolfangeren som ladekilde er driftsdata fra anlegget ved Ljan skole benyttet som inndata til simuleringen. En modell for hver ladekilde kombineres med en numerisk borehullsmodell utviklet av Henrik Holmberg [21]. Størrelsen på komponentene til de fire ladekildene er skalert slik at alle leverer ønsket energimengde til borehullene, som er på 146,670 *MWh*. Resultatene fra disse simuleringene puttes inn i EED, som simulerer det grunnvarmebaserte systemet over 25 år. Topplasten for energileveransen til borehullene er lagt inn i EED, slik at man kan se forskjellen av at ladekildene leverer energi til borehullene ved ulike maksimaleffekter. Resultatene fra simuleringene er presentert i kapittel 5, hvor de er delt inn etter ladekilder fra delkapittel 5.1 til 5.4. Resultatene for de fire ladekildene er sammenlignet og diskutert i delkapittel 5.5.

I punkt 4 i oppgavebeskrivelsen står det at et optimalt design for et grunnvarmebasert system med termisk lager og ladekilde skal presenteres. Valget skal baseres

på beregningene som er gjort i punkt 3 i oppgaveteksten. Hovedfokuset ved valg av optimal ladekilde skal være på energiforbruket til løsningen. Anlegget ved Ljan skole kan benyttes som et referansesystem. Ved valg av en optimal ladekilde, er energiforbruket til ladekildene vurdert, i tillegg er faktorer som plassbegrensning, bruksområde og temperaturnivå også inkludert i vurderingen. Valget er presentert i delkapittel 5.6, og er basert på diskusjonen av resultatene fra simuleringene. Kapittel 5 avsluttes ved å presentere mulige feilkilder i oppgaven.

I punkt 5 i oppgavebeskrivelsen står det at forslag til videre arbeid skal gjøres. Forslag til videre arbeid presenteres i kapittel 6, sammen med en konklusjon av arbeidet som er gjennomført. Etter dette finner man referanseliste og vedlegg til oppgaven. Som en innledning til temaet grunnvarme blir kapittel 2 brukt som et innledningskapittel til generell teori og begreper innenfor grunnvarme og grunnvarmebaserte systemer med termisk lager.

1.4 Antagelser

Opgaven er løst som et forstudium på ladekilder, og simuleringene som er utført er antatt å være de første av en rekke beregninger og simuleringer som må utføres for å kunne velge den optimale ladekilden for et gitt system.

For å kunne simulere et grunnvarmebasert system i kombinasjon med en skolebygning, er anlegget ved Ljan skole brukt som utgangspunkt for varmebehovet, borehullene, klimaet og termiske egenskaper i grunnen som blir brukt i simuleringene i oppgaven. For ventilasjonsluft som ladekilde er byggetekniske verdier for Ljan skole benyttet for å gi en ventilasjonsluftprofil til beregningene. Dette er gjort i SIMIEN [39], og resultatene fra dette er svært avhengig av bygningen som benyttes i simuleringen.

Siden ventilasjonsluftprofilen kommer av en simulering i SIMIEN, er normalverdier for klimaet i Oslo benyttet for denne løsningen. Uteluften er som ladekilde også avhengig av utetemperaturen, og det er valgt å benytte de samme normalverdiene i disse simuleringene. På denne måten kan de to kildene, som begge er avhengig av utetemperaturen, sammenlignes bedre. For bakkesolfangeren er driftsdata fra Ljan skole i 2012 benyttet. I simuleringene med en platesolfanger som ladekilde, er observasjoner for solinnstrålingen fra Ljan skole i 2012 benyttet.

Under vurderingen av hvordan oppgaven skulle løses i forhold til ventilasjonsluft som ladekilde, ble IDA ICE [47] anbefalt som et mulig simuleringsverktøy. Det er et mer sammensatt verktøy for simulering av bygninger enn SIMIEN, og ville gitt mer nøyaktige resultater. For platesolfangeren som ladekilde, ble det anbefalt å benytte et program som heter Polysun [57] eller TRNSYS [54], som kan simulere et solfangersystem i kombinasjon med en varmepumpe eller borehull. I samråd med veilederne av denne oppgaven, ble det vurdert at dette ville bli for omfattende i denne oppgaven. Det ble derfor valgt å lage “steady state” modeller av alle ladekildene i Matlab. Disse har blitt kombinert med en numerisk borehullsmodell utarbeidet av Henrik Holmberg [21].

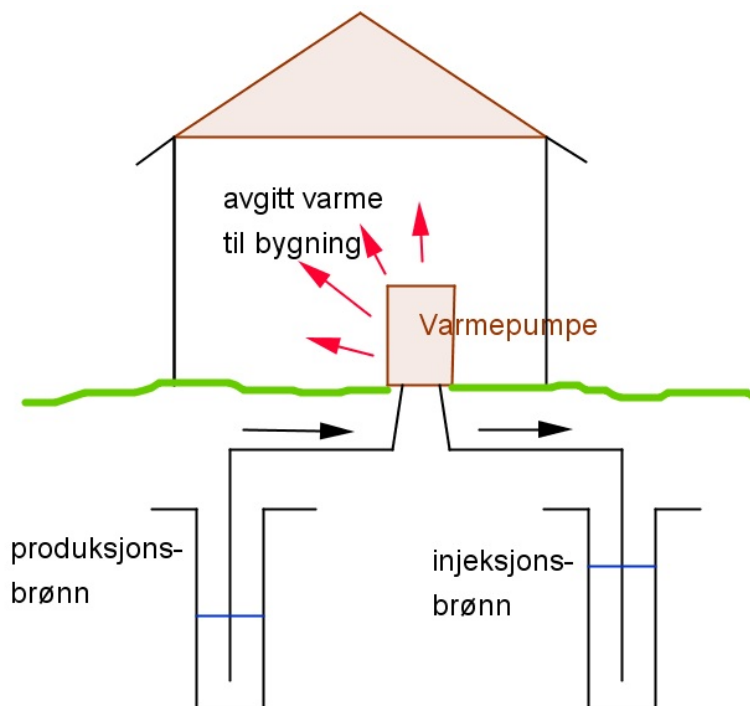
2 Generell teori

Solinnstråling og en årlig variasjon i klimaet, gjør at varme lagres naturlig i grunnen. Ved en dybde på 10–15 m fra jordoverflaten, vil ikke lenger temperaturen i grunnen være påvirket av variasjonen i lufttemperaturen [32]. På vinteren vil temperaturen her, eller dypere, være høyere enn overflatens omgivelsestemperatur. På sommeren vil den være lavere. Dette utnytter et grunnvarmebasert varmepumpesystem.

Om vinteren brukes varme fra borehull som går ned i grunnen til oppvarming, og på sommeren kan temperaturforskjellen utnyttes til kjøling. Dersom borehullene skal fungere som et termisk lager, må systemet inkludere en kilde som tilfører borehullene energi. Da består systemet hovedsakelig av fire deler – borehull med varmevekslere, en kilde som leverer energi til borehullene, et varmepumpesystem, og et distribusjonsnett.

2.1 Klassifisering

Ut i fra hvordan energien som hentes opp fra grunnen overføres til varmepumpen, kan systemet klassifiseres som direkte eller indirekte. I et direkte system kan for eksempel grunnvann brukes som varmekilde. Varmen overføres ved at grunnvannet har direkte kontakt med fordampere i varmepumpen [50]. Hvis det er rikelig med grunnvann tilgjengelig, kan det returneres til et avløp, eller et åpent vassdrag.

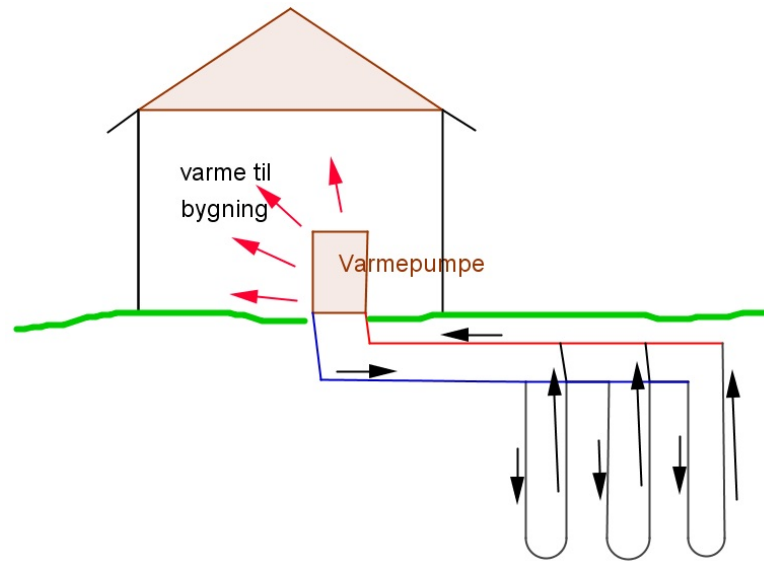


Figur 1: Direkte, grunnvarmebasert system med grunnvann som varmebærer.

Dersom det er lite nydannelse av grunnvann, er det viktig å opprettholde grunnvannsnivået. For å oppnå dette kan grunnvannet returneres til en injeksjonsbrønn,

som vist i figur 1. Den kjemiske sammensetningen av grunnvannet kan skape problemer i form av avsetninger i direkte systemer. Avsetninger vil føre til en reduksjon i varmeoverføringen i fordamperen, som igjen fører til redusert effektivitet for varmepumpen [50].

I et indirekte system, se figur 2, vil det ikke oppstå problemer med avsetninger, fordi varmebæreren er et sekundært medium. Disse systemene kan for eksempel bestå av horisontale varmevekslere i jord, eller vertikale varmevekslere i fjell. Et arbeidsmedium sirkulerer i en lukket sløyfe som går mellom varmevekslerne i grunnen og varmepumpen [50]. Arbeidsmediet blir da varmebæreren, som tar opp varme i varmevekslerne, og gir den fra seg i varmepumpens fordampere.



Figur 2: Indirekte, grunnvarmebasert system med vertikale energibrønner.

I denne oppgaven fokuseres det på tilførsel av energi til vertikale energibrønner i et indirekte grunnvarmebasert varmepumpesystem. Generell teori rundt komponentene som inngår i et slikt system beskrives videre.

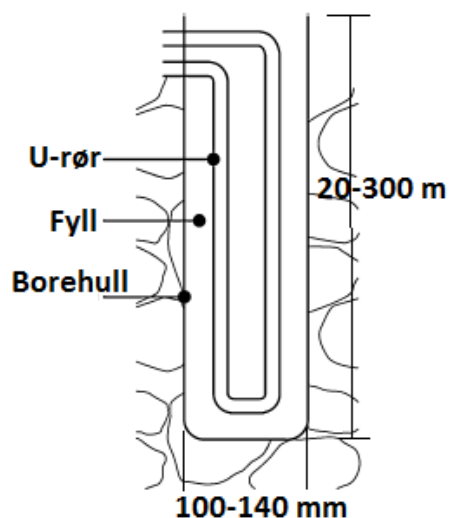
2.2 Energibrønn – borehull med varmevekslere

Ved en dybde på 20 m har grunnen tilnærmet konstant temperatur gjennom året. Videre nedover øker temperaturen med 1–3 °C per 100 m, avhengig av klimaet på stedet [32]. Denne termiske energien kan bli utnyttet ved hjelp av dype borehull med varmevekslere, også kalt energibrønner. En frostsikker væske, som vanligvis består av vann og etanol, eller glykol, sirkulerer i varmevekslerne og tar opp, eller gir fra seg varme.

2.2.1 Borehullets kvaliteter

Borehullenes diameter varierer fra 100 til 140 mm [1]. Et enkelt, eller dobbelt, U-rør blir plassert som en varmeveksler i hver brønn. Diameteren på U-rørene er mellom 32 og 40 mm, og de er som regel laget av polyetylen [26]. Som fyllingsmasse mellom

U-røret og brønnveggen brukes grunnvann, eller en masse med høy konduktivitet [32]. En skisse av dette er vist i figur 3.



Figur 3: Energibrønn med U-rør og fyllmasse [32].

Etablering av energibrønner krever en høy engangsinvestering, fordi det er kostbart å bore brønner. Riktig dimensjonering av systemet er derfor viktig. Konfigurasjonen ved flere borehull og riktig lengde på borehullene, er med på å optimalisere systemet. Dybden på energibrønnene er avhengig av [26]:

- Bygningens varmebehov.
- Grunnens konduktivitet.
- Temperaturen i grunnen.
- Nærhet til andre grunnvarmebaserte systemer.
- Dybden på jordlaget.
- Grunnvannsnivået.
- Strømning av grunnvannet i grunnen.
- Geologi.
- Borekostnader.

I Skandinavia er det vanlig at U-rørene omgis med grunnvann, og at den øverste delen av borehullet er fylt med luft. Varme utveksles i den delen av borehullet hvor det er grunnvann, mens varmeoverføringen i den delen av borehullet fylt med luft vil være neglisjerbar [26].

2.2.2 Varmeoverføring i borehullet

Det finnes ulike numeriske og analytiske modeller for varmeoverføringen i et borehull. Termisk innvirkning, og aksielle bidrag, blir viktige når man ser på systemet over lang tid [30]. Dette er parametere som kan neglisjeres over kort tid, som timer

eller dager. Varmeoverføringen i borehullet skjer ved konduksjon, samt ved naturlig konveksjon hvis borehullet er fylt med grunnvann. Ved modellering kan man se på varmeoverføringen som skjer i borehullet som to delprosesser [30]:

1. Varmeoverføring fra veggen i borehullet til væsken i U-røret.
2. Varmeoverføring i grunnen.

Begge prosessene er svært avhengig av den termiske resistansen. Den lokale, termiske resistansen, R'_b , i delprosess 1, kommer av konduksjon gjennom rørveggen ($R'_{kond,R\emptyset R}$), og naturlig konveksjon i grunnvannet som omringer U-røret ($R'_{konv,gv}$) og mellom fluidet og veggen på U-røret ($R'_{konv,vv}$) [29]:

$$R'_b = R'_{kond,R\emptyset R} + R'_{konv,gv} + R'_{konv,vv} \quad (1)$$

Den effektive resistansen, R_b^* , i borehullet er høyere enn den lokale resistansen grunnet kortslutning mellom opp- og nedadgående del av U-røret. Det er den effektive resistansen som benyttes i beregninger når man ser på borehullet med et globalt syn. For å bestemme varmeoverføringen i delprosess 1, antas det “quasi-steady state”. I tillegg antas det at man har en midlere temperatur i væsken – $T_{mf}(t)$, og i borehullet – $T_b(t)$. Temperaturforskjellen mellom væsken og borehullet er uttrykt gjennom Fouriers lov, med en kopling til den effektive resistansen [30]:

$$T_{mf}(t) - T_b(t) = q'_b(t) \cdot R_b^* \quad (2)$$

Der q'_b er varmekraften per meter av borehullet. Innløps- og utløpstemperaturen i væsken i U-røret, henholdsvis $T_{fi}(t)$ og $T_{fo}(t)$, kan finnes ved bruk av ligning (3) og ligning (4) når den midlere temperaturen i væsken er kjent. Ligning (3) beskriver den midlere fluidtemperaturen i røret, og ligning (4) beskriver varmeoverføringen ved konveksjon i varmeveksleren. Sammen gir de muligheten til å beregne utløpstemperaturen på væsken fra borehullet, som beskrevet i ligning (5) [30]:

$$T_{mf}(t) = \frac{T_{fi}(t) + T_{fo}(t)}{2} \quad (3)$$

$$\frac{q'_b(t) \cdot H}{\dot{m} \cdot c_p} = T_{fi}(t) - T_{fo}(t) \quad (4)$$

$$T_{fo}(t) = T_{mf}(t) - \frac{q'_b(t) \cdot H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_p} \quad (5)$$

Når utløpstemperaturen på væsken fra borehullet er beregnet, kan $T_{fi}(t)$ beregnes ut i fra ligning (3). I ligningene står H for dybden på borehullene, \dot{m} er massestrømmen i U-rørene, og c_p er spesifikk varmekapasitet på væsken i røret.

2.2.3 Analytiske modeller for varmeoverføringen i grunnen

Delprosess 2 av varmeoverføringen, er varmeoverføringen i grunnen. I denne oppgaven nevnes kort tre analytiske modeller som beskriver denne varmeoverføringen;

“infinite line source”-, “infinite cylindrical source”- og “finite line source model”. Andre analytiske metoder er som regel basert på en av disse tre modellenes måte å beskrive grunnen på.

“Infinite line-source model”

“Infinite line-source model” er også kalt “Kelvin line-source theory”, og er en av de første metodene som ble brukt for å beregne varmeoverføringen i grunnen rundt et U-rør [58]. I modellen ser man på grunnen som et uendelig medium, med en uniform starttemperatur T_0 . Energibrønnen har en diameter som er betydelig mindre enn dybden, som gjør at den kan betraktes som en linje som tar opp, og gir fra seg varme [60]. Kilden er uendelig lang. Dette gjør at varmeoverføringen som finner sted i toppen, og bunnen, av borehullet ikke blir tatt med, og heller ikke varmeoverføringen i aksial retning [58]. Varmeoverføringen i grunnen er forenklet til å være endimensjonal, og med konstant varmekraft per meter av kilden, q'_b , vil temperaturen i grunnen, i følge denne modellen, være gitt av [58]:

$$T(r, t) - T_0 = \frac{q'_b}{4k\pi} \int_{\frac{r^2}{4at}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du \quad (6)$$

Hvor r er avstanden fra sentrum av borehullet, og t beskriver tiden. $T(r, t)$ beskriver temperaturen ved en gitt tid og avstand fra sentrum av borehullet. Den termiske konduktiviteten og diffusiviteten til grunnen er henholdsvis k og a . Metoden er enkel, men kan kun brukes over en kort tidsperiode, som timer eller måneder. Dette er på grunn av antagelsen om at borehullet er uendelig langt.

“Infinite cylindrical-source model”

“Infinite cylindrical-source model”, utviklet av Carslaw og Jaeger og redefinert av Ingersoll et al. (1954), ser på borehullet som en uendelig lang sylinder uten innhold [58]. Grunnen, som omgir sylindere, er homogen med konstante termiske egenskaper [58]. Det er også antatt at varmeoverføringen mellom grunnen og borehullet kun skjer ved konduksjon. Temperaturdistribusjonen i grunnen er gitt i sylindriske koordinater. Start- og grenseverdiene for modellen er også oppgitt. Ligningene er basert på en varmeoverføring som er transient [58]:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} & r_b < r < \infty \\ -2\pi r_b k \frac{\partial T}{\partial r} = q'_b & r = r_b, t > 0 \\ T - T_0 = 0 & t = 0, r > r_b \end{cases} \quad (7)$$

Hvor r_b er radiusen til borehullet. Løsningen på temperaturdistribusjonen er gitt av [58]:

$$T - T_0 = \frac{q'_b}{k} G(z, p) \quad (8)$$

Med $z = \frac{at}{r_b}$, og $p = \frac{r}{r_b}$. $G(z, p)$ er en svært komplisert funksjon, og en forenklet metode for å beregne den er utviklet. I tillegg finnes det tabellverdier og grafiske

løsninger for funksjonen når $p = 1$, altså når $r = r_b$. Det vil ikke utdypes videre hvordan man finner løsningen på temperaturdistribusjonen for denne modellen.

“Finite line-source model”

“Finite line-source model” er den tredje modellen som blir beskrevet her, og den ser på punktkilden som endelig. Dette gjør at modellen kan brukes til å se på innvirkningen brønnen har på temperaturen i grunnen over lang tid. Varmeligningen i sylindriske koordinater brukes til å bestemme temperaturen i grunnen [58]:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \\ T(r, 0, t) = T_0 \\ T(r, z, 0) = T_0 \\ q'_b(t) = \frac{1}{H} \int_B^{B+H} 2\pi r k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_b} dz \end{cases} \quad (9)$$

Hvor H er dybden på borehullet, og B er den øverste delen av borehullet. Temperaturen ved borehullsveggen er bestemt ut i fra en g-funksjon, en dimensjonsløs temperaturrespons ved brønnveggen [58]. En løsning for temperaturen er gitt i ligning (10), gitt følgende antagelser [60]:

- Grunnen blir sett på som et homogent, semi-uendelig medium, med konstante termiske egenskaper.
- Mediet har en uniform starttemperatur, T_0 .
- Overflaten, grenseverdien til mediet, har en konstant temperatur.
- Radielle dimensjoner neglisjeres – får da en linje med en endelig lengde H .
- Varmetilførselen, q'_b , per meter av borehullet er konstant fra start, når $t = 0$.

Varmebidraget over den endelige brønnen blir funnet ved å integrere over lengden av den, H . Dette fører til at bidragene fra toppen og bunnen av borehullet inkluderes, og løsningen blir [58]:

$$T(r, z, t) - T_0 = \frac{q'_b}{4k\pi} \int_0^H \left\{ \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{2\sqrt{at}}\right)}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{2\sqrt{at}}\right)}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right\} dh \quad (10)$$

Temperaturen varierer med dybden på brønnen, z . Når tiden går mot uendelig, vil temperaturen i grunnen for denne modellen gå mot en stabil verdi. For de to andre modellene ville den gått mot en uendelig høy temperatur.

2.2.4 Numerisk modell for varmeoverføringen i grunnen

I denne oppgaven benyttes en numerisk modell for å bestemme den termiske responsen til et borehull. Den er utviklet av Henrik Holmberg og benyttes i Matlab [21]. Modellen beskriver ett borehull som er fylt med vann, og simulerer den transiente responsen til borehullet ved oppstart, og over en kort driftsperiode.

Modellen ser på borehullet som aksisymmetrisk, som vil si at det antas at omgivelsene er homogene. Komponentene i borehullet blir sett på som endimensjonale. Borehullsmodellen er basert på “finite difference method” og en forenklet form for en termisk resistanse og kapasitetsmodell [21]. Det er også antatt at væsken i U-røret kun utveksler varme med vannet i borehullet, det vil si at det ikke er noen direkte kontakt mellom U-røret og borehullsveggen [21].

Varmen transporteres ved konduksjon og naturlig konveksjon i vannet som omgir U-røret i borehullet. Dette er inkludert i den termiske motstanden via Nusselt tallet. Naturlig konveksjon i vannet gir økt varmeoverføring, noe det vanligvis ikke blir tatt hensyn til når borehull modelleres. For å finne energileveransen til flere borehull benyttes superposisjon, med den antagelsen at borehullene ikke påvirker hverandre over tidsperioden som simuleres. I denne oppgaven leveres det energi til ti borehull.

2.2.5 Arbeidsmediet

Arbeidsmediet som sirkulerer i energibrønnene består vanligvis av vann, og etanol, eller glykol. Sammensetningen som blir valgt, har følger for strømmingen i røret og effektiviteten til systemet [1]. Ved laminær strømning, øker den termiske resistansen mellom væsken og røret. Det er derfor ønskelig med en fullstendig turbulent strømning i røret. Trykktapet i et glatt rør, $\Delta P_{rør}$, beskrives i ligning (11), hvor L er lengden på røret og D er diameteren [1]. u er hastigheten til væsken i m/s og ρ er tettheten til væsken.

$$\Delta P_{rør} = f \frac{\rho \cdot u^2}{2} \frac{L}{D} \quad (11)$$

Friksjonen i røret vil øke med hastigheten, som gir et større trykktap. Friksjonskoeffisienten, f , beregnes ut i fra Reynoldstallet:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (12)$$

Hvor μ er den dynamiske viskositeten. For en laminær strømning, $Re \leq 2300$, kan friksjonsfaktoren bergenes som:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

Når $Re > 2300$, og strømmingen går mot å være turbulent, kan friksjonsfaktoren finnes ved hjelp av ligning (14) [1].

$$f = \frac{1}{(0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^2} \quad (14)$$

På grunn av økt trykktap i systemet, kreves det mer pumpekraft ved turbulent strømning, enn ved laminær [1]. Ligning (15) uttrykker pumpekraften, \dot{W}_{pumpe} , som kreves for å sirkulere arbeidsmediet i U-rørene. Pumpekraften er en funksjon av trykktapet i rørene, volumstrømmen, \dot{V} , og virkningsgraden til pumpen, η_{pumpe} .

$$\dot{W}_{pumpe} = \frac{\Delta P_{r\varnothing r} \cdot \dot{V}}{\eta_{pumpe}} \quad (15)$$

Strømningens hastighet, u , må optimaliseres slik at den termiske motstanden minimaliseres, samtidig som trykktapet og pumpebehovet ikke blir for stort. Driftskostnadene vil øke med økende pumpebehov.

2.2.6 Sirkulasjonspumpe

Sirkulasjonspumpen sørger for at arbeidsmediet sirkulerer i energibrønnene. Hvis det både tas ut, og tilføres, energi i borehullene vil sirkulasjonspumpen ha økt driftstid i forhold til i et system hvor borehullene ikke lades. Økt effektivitet i pumpen vil derfor minske energiforbruket i et grunnvarmebasert system med termisk lager og en ladekilde [26].

Det er vanlig å bruke sentrifugalpumper som sirkulasjonspumper, da de er effektive til å pumpe væske, har få deler og er enkle å bygge. Pumpetrykket, se ligning (16), som skapes ved hjelp av sentrifugalkreftene uttrykkes i tekniske beskrivelser ved løftehøyden, H_p , til pumpen. Dette er fordi den er konstant for en gitt pumpe, og uavhengig av væsken som pumpes [15].

$$P_p = \rho g H_p \quad (16)$$

Pumpen blir drevet av en motor, og virkningsgraden til pumpen beskriver hvor mye av den tilførte motoreffekten den klarer å utnytte [15]. Nødvendig pumpekraft ble beskrevet i ligning (15). Energiforbruket til sirkulasjonspumpen beregnes ved å multiplisere pumpekraften med antall timer pumpen er i drift, t_{drift} :

$$W_{pumpe} = \dot{W}_{pumpe} \cdot t_{drift} \quad (17)$$

2.2.7 Varmeveksler

I et grunnvarmebasert system overfører arbeidsmediet i borehullene energi til en varmpumpe gjennom en varmeveksler. I en varmpumpe er både fordampere og kondensatorer varmevekslere. Når borehullene tilføres energi fra uteluft eller ventilasjonsluft, tilføres arbeidsmediet varme fra luften gjennom en varmeveksler. Den generelle ligningen for varmeoverføringen, \dot{Q}_{vv} , i en varmeveksler er [51]:

$$\dot{Q}_{vv} = U A_{vv} \cdot LMTD \quad (18)$$

Hvor U er varmeovergangskoeffisienten i varmeveksleren, og A_{vv} er det innvendige varmeoverføringsarealet til varmeveksleren. $LMTD$ er logaritmisk middeltemperaturdifferanse, som er en funksjon av temperaturdifferansen på mediene inn- og ut av varmeveksleren. Dersom man ikke kjenner disse temperaturene, kan varmeoverføringen isteden beregnes ved hjelp av NTU-metoden [31]. Den kan benyttes

når UA_{vv} er kjent. I NTU-metoden defineres effektiviteten til varmeveksleren ut i fra hvor mye varme som faktisk overføres, dividert på hvor mye varme som kunne blitt overført med et uendelig stort varmeoverføringsareal [31]:

$$\epsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_{maks}(T_{var,inn} - T_{var,ut})}{(\dot{m}c_p)_{min}(T_{var,inn} - T_{kald,inn})} \quad (19)$$

Hvor min og $maks$ beskriver den minste og største verdien på produktet av massestrømmen, og spesifikk varmekapasitet for de to fluidene. For en motstrøms varmeveksler kan virkningsgraden beregnes ved [31]:

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 + C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (20)$$

Hvor $NTU = UA_{vv}/(\dot{m}c_p)_{min}$ og $C_r = (\dot{m}c_p)_{min}/(\dot{m}c_p)_{maks}$. Dersom $C_r = 1$ beregnes virkningsgraden fra ligning (21) [31]:

$$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (21)$$

Energien som overføres i varmeveksleren kan, ved å ta i bruk effektiviteten, beregnes ut i fra inngående temperatur på fluidene [31]:

$$\dot{Q}_{vv} = \epsilon \cdot (\dot{m}c_p)_{min}(T_{var,inn} - T_{kald,inn}) \quad (22)$$

Varmeoverføringen i varmeveksleren kan forbedres ved å øke varmeoverføringsarealet. Dette kan gjøres med utvendig- og innvendige lameller, eller riller [51]. En annen måte å øke varmeoverføringen på, er å øke U . Dette kan gjøres ved å øke hastigheten på fluidet gjennom varmeveksleren, eller ved å gjøre overflaten mer ru [51]. Begge disse tiltakene øker trykktapet gjennom varmeveksleren. Det er viktig at trykktapet og varmeoverføringen optimaliseres sammen, slikt at systemet blir best mulig.

2.3 Termisk energilager

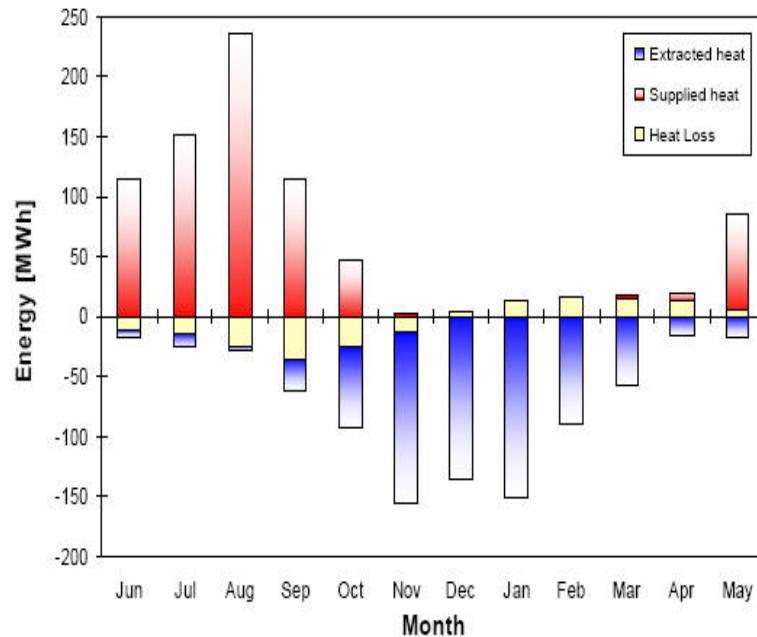
Med kort avstand mellom borehullene, 5–7 m, må det tilføres like mye termisk energi til borehullene som det som tas ut av dem. Dette er for å unngå utladning av borehullene over tid, og for å opprettholde energibalansen over borehullene [2]. Energien kan tilføres borehullene fra ulike kilder, som for eksempel spillvarme, solenergi, uteluft eller ventilasjonsluft. Berggrunnen fungerer da som et termisk energilager. Faguttrykket på engelsk er “Borehole Thermal Energy Storage”, og blir som regel omtalt med forkortelsen BTES.

2.3.1 Konfigurasjon

Konfigurasjonen til borehullene er viktig ved prosjektering av et grunnvarmebasert system. Dersom borehullene ikke tilføres energi, må avstanden mellom dem være

15–20 *m*. Ved tilførsel av termisk energi i løpet av året, skal avstanden mellom borehullene være mindre, fra 6–8 *m* i skandinavisk berggrunn [32]. Dette minker kravet til areal ved etablering av energibrønnene.

Ved å ha liten avstand mellom borehullene, øker man sjansen for å bore to energibrønner i hverandre, men kostnaden minker som følge av at mindre areal må graves opp [2]. I tillegg kan man oppnå et lavere energiforbruk i pumpen fordi arbeidsmediet i borehullskretsen transporteres over en kortere avstand [2]. Dersom brønnene plasseres i et kvadrat, er det enkelt å få riktig avstand mellom brønnene. En sekskantet konfigurasjon vil derimot gi bedre energioverføring, og minke varmetapet fra brønnene [32]. For et termisk lager er dette mer ideelt.



Figur 4: Varmeuttak, -tilførsel og -tap i energibrønner i løpet av et år [48].

Når borehull benyttes til oppvarmingsformål, skjer uttaket fra energibrønnene på vinteren. Energertilførsel til borehullene skjer i de milde månedene. Dette prinsippet, at varme tilføres lageret i de milde månedene, og brukes i de kalde, er vist i figur 4. De blå søylene viser varme som tas ut av brønnene, mens de røde viser hvor mye energi som tilføres brønnene. De lysegule søylene er varmetapet fra det termiske lageret. Temperaturen i lageret synker som følge av at det tas ut energi, og etter fyringssesongen, vil temperaturen i lageret være på sitt laveste. Det termiske lageret lades opp i løpet av sommerhalvåret, som følge av et lavt varmebehov og tilførsel av energi. Temperaturen i lageret vil etter dette være på sitt høyeste [48].

2.3.2 Lav- og høytemperaturlager

Dersom temperaturen i lageret er mellom 0- og 40 °C, kalles det er lavtemperaturlager [45]. For å oppnå ønsket varmeleveranse til bygningen, må en varmepumpe installeres i et slikt system. Hvis temperaturen i lageret er mellom 40- og 80 °C, kalles det et høytemperaturlager. Dette gir en stor temperaturgradient, som fører til et større varmetap fra lageret, enn i et lager med lav temperatur [45]. Ved å

bygge et tilstrekkelig stort nok lager, kan tapene minimeres. Den høye temperaturen gjør at energien kan brukes direkte, uten å ta veien om en varmepumpe. Investerings- og driftskostnaden for en varmepumpe vil da kunne spares.

2.3.3 Andre lagringsmetoder

I denne oppgaven fokuseres det på lagring av energi i borehull. Da lagres energien som følbare varme, ved at temperaturen i borehullene økes. Følbare varme er den mest utbredte måten å sesonglagre solenergi på [37]. Lagring er nødvendig når solenergi brukes som varmekilde, da solinnstrålingen ikke nødvendigvis forgår når varmebehovet er størst. På lang sikt kan man, foruten å lagre energien i borehull, for eksempel lagre energien ved å øke temperaturen i jorden, på vann i nedgravde vanntanker eller på saltløsninger når gamle salthuler brukes som lagringsplass [37].

Energi kan lagres på andre måter enn ved å øke temperaturen på et medium. Det forskes på å lagre energi kjemisk, og som latent varme. Lagring av energi som latent varme er enda ikke konkurransedyktig med andre lagringsmetoder for bruk i boliger [37]. Metoden går ut på at faseforandringen til et stoff utnyttes til å lagre energi. Energi tilføres for å smelte stoffet. Stoffet kan være is, salt eller parafin. Energien som kan lagres, tilsvarer energimengden stoffet må tilføres for å skifte fase fra fast stoff til væske [37]. Ved å reversere prosessen, frigis energien igjen.

Kjemiske reaksjoner er en annen måte å lagre energi på. Energien lagres ved at molekyler splittes, og den hentes ut ved at de føres sammen igjen. Magnesiumsulfat, silisiumoksid og jernkarbonat er eksempler på materialer som kan brukes. Her vises et eksempel hvor energi lagres, når magnesiumsulfat går over til et fast stoff [37]:



For å bryte bindingene, eller spalte disse stoffene, må det tilføres energi, som er en endotermisk reaksjon [37]. Energien hentes ut igjen ved at reaksjonen er reversibel, det vil si at den kan gå motsatt vei. Stoffene går da tilbake til utgangspunktet, og den reversible reaksjonen gir fra seg energi i form av varme, isteden for å ta opp energi. Dette kalles en eksoterm reaksjon, og kan for eksempel settes i gang ved å tilsette en katalysator [37].

En annen kjemisk metode er termokjemisk lagring. Da bryter man ned det sterke båndet som oppstår mellom vann og en valgt sorbent ved bruk av energi [37]. Et av produktene fordampes, før det kondenseres og lagres [37]. Energien hentes ut igjen ved at prosessen reverseres. Produktet som ble kondensert fordampes igjen, og går tilbake i den opprinnelige bindingen [37]. Denne prosessen avgir varme. Kjemisk lagring av energi har et stort potensiale. Det er enkelt å styre prosessen, og det kan lagres mye energi på et lite volum [37]. Likevel krever metodene videre utvikling før de kan bli kommersielle, og økonomisk lønnsomme lagringsmetoder [37].

3 Ladekilder

3.1 Bakgrunn

Varmepumpens COP minker med 3–4 prosent for hver grad varmekildens temperatur synker [52]. I et grunnvarmebasert system er varmekilden borehullene. Dersom borehullene er plassert med en avstand på 5–7 *m*, og det tas ut mer energi fra borehullene enn det som blir tilført, synker temperaturen i borehullene. Dersom dette skjer vil anleggets totale virkningsgrad synke. For å opprettholde effektiviteten til systemet, er det nødvendig å tilbakeføre energi til borehullene. Denne energien kan man utvinne fra ulike kilder, for eksempel fra innstrålt solenergi.

Solenergi er en enorm, fornybar energiressurs. I Norge er solinnstrålingen årlig cirka 1100 *kWh/m²* i sør og 700 *kWh/m²* i nord [49]. Den varierer mye med døgnet og årstiden, og påvirkes også av skyer. Totalt tilsvarer solinnstrålingen over Norge en energimengde som er 1500 ganger så stor som energiforbruket vårt [49]. Rundt 80 prosent av solinnstrålingen over året i Skandinavia treffer overflaten mellom april og september [25]. Oppvarmingsbehovet i en bygning er størst i vinterhalvåret. For å kunne utnytte solenergien til oppvarming av et bygg, kan man kombinere en solfanger med borehull. Da kan man tilføre solenergien til et BTES i sommerhalvåret, slik at energien kan utnyttes ved behov på et senere tidspunkt.

Det ble tidlig påvist, både teoretisk og praktisk, at det ikke lønner seg å lade opp et enkeltstående borehull med solvarme [13]. Dette kommer av at varmeoverføringen i grunnen fører til at energi går tapt til omgivelsene. Dermed oppnår man ikke en stor nok temperaturstigning i det aktuelle borehullet i forhold til energien som brukes på tilførselen. I et anlegg hvor det er boret flere borehull med en innbyrdes avstand på 5–7 *m*, vil de kunne fungere som et termisk lager. Varmetapet fra energibrønnene vil påvirkes av om energien som tilføres har høy- eller lav temperatur.

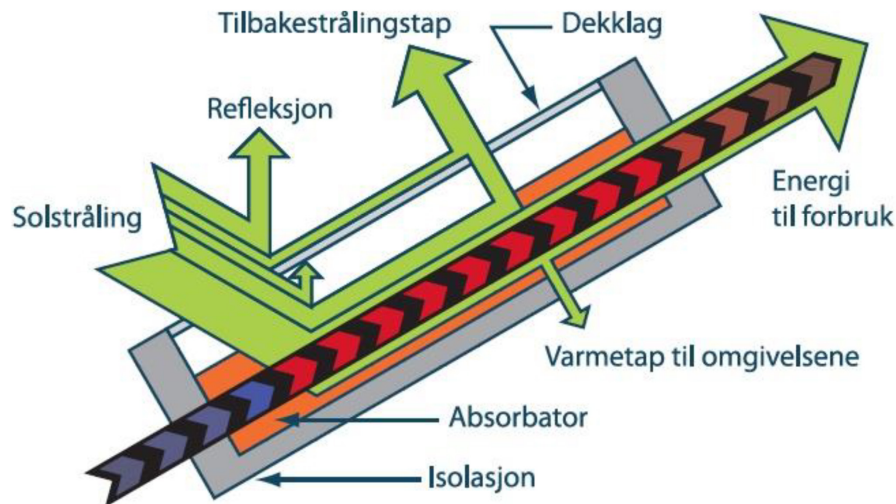
I tillegg til solenergi som ladekilde, ved taksolfanger og bakkesolfanger, er ventilasjonsluft og uteluft undersøkt som mulige ladekilder. Komponenter knyttet til hver av kildene, varmeoverføringen som finner sted, systemløsninger, effektivitet og energiforbruk beskrives for hver av dem. For hver ladekilde, er også et anlegg med denne formen for tilførsel av energi til borehullene beskrevet.

3.2 Taksolfanger

En aktiv taksolfanger har tvungen sirkulasjon, og omgjør innstrålt solenergi til varme. Den er konstruert for å utnytte mest mulig av solinnstrålingen. I denne oppgaven skal solfangeren kobles sammen med et grunnvarmebasert varmpumpeanlegg. Delen av anlegget som undersøkes vil inneholde en taksolfanger, borehull og en sirkulasjonspumpe, hvor solfangeren tilfører borehullene energi. Borehullene fungerer som et termisk lager.

3.2.1 Komponenter

Figur 5 viser en skisse av en taksolfanger hvor komponentene er navngitt, og de termiske tapene er illustrert. Solinnstrålingen omformes til varme i solfangerens absorptor, en tynn, svart plate i plast eller metall [46]. Absorptoren kan absorbere opp til 98 prosent av det synlige lyset [46]. Platen gir fra seg lite infrarød stråling, det vil si at varmetapet er lite, noe som gjør solfangeren effektiv. Varmen overføres til en frostsikker væske, som sirkulerer i solfangerørene under absorptoren.



Figur 5: Skisse av en platesolfanger med begrep og termiske forhold [16].

Solfangeren kan ha et dekklag over absorptoren, se figur 5. Dekklaget består av glass eller plast, og er nødvendig når det er høye temperaturer i solfangeren [26]. Glasset slipper inn kortbølget stråling, og hindrer langbølget varme fra å slippe ut. Dette øker effektiviteten til solfangeren [46]. Taksolfangere som for eksempel brukes til oppvarming av svømmebasseng, har ikke et dekklag, da de opererer ved lave temperaturer. I tillegg til et dekklag, minimerer isolasjon i bunnen av solfangeren varmetap fra installasjonen. Refleksjon i absorptoren og dekkglasset gir også varmetap.

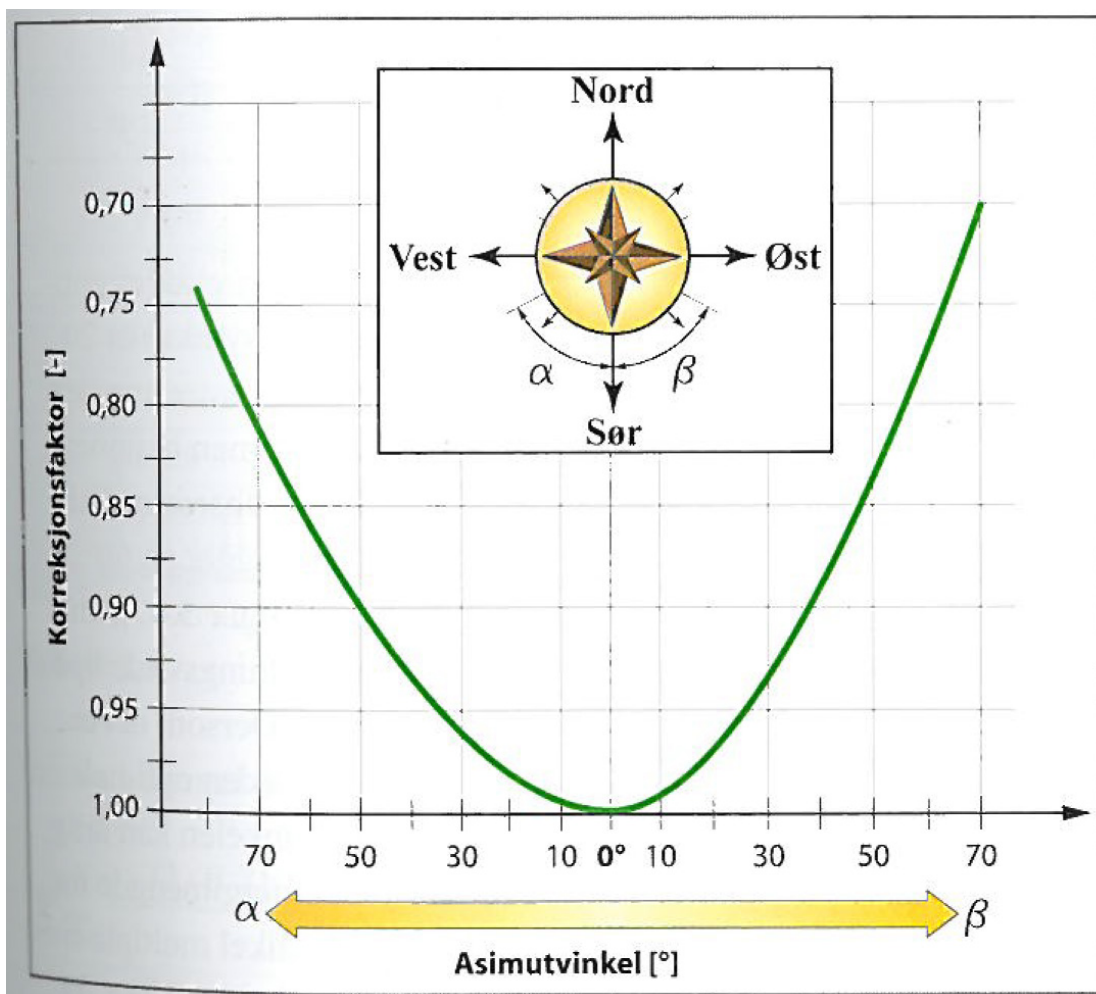
Himmelretningen solfangeren er vendt, kalles asimutvinkelen. Solopptaket er maksimalt når solfangeren har en asimutvinkel på 0° , som er direkte mot sør. Innstrålt solenergi som treffer solfangerarealet reduseres med 5–15 prosent, ved at asimutvinkelen endres litt mot sørøst- eller vest [61]. For å beregne hvor mye solinnstråling som treffer en overflate som avviker fra sør, multipliseres solinnstrålingen med en korreksjonsfaktor som er avhengig av asimutvinkelen. Faktoren kan leses av i figur 6.

Helningsvinkelen, β , til taksolfangeren bidrar også til å avgjøre hvor mye av den innstrålte solenergien solfangeren klarer å ta opp. Den optimale helningsvinkelen i Oslo er 40° [61]. Innstrålt energi per år vil da være 1001 kWh/m^2 , mot 982 kWh/m^2 med en helningsvinkel på 25° . Dette forutsetter en asimutvinkel på 0° [61]. Den optimale helningsvinkelen er brattere nord i Norge enn i Sør-Norge.

3.2.2 Arbeidsmedium

I en taksolfanger benyttes som regel en blanding av 50 prosent vann og 50 prosent propylen-glykol som arbeidsmedium [26]. I et grunnvarmebasert system er det hensiktsmessig å la samme medium sirkulere i solfangeren og i borehullene. Da unngår man en ekstra varmeveksler mellom de to kretsene, som vil redusere systemets effektivitet, og øke kostandene [26].

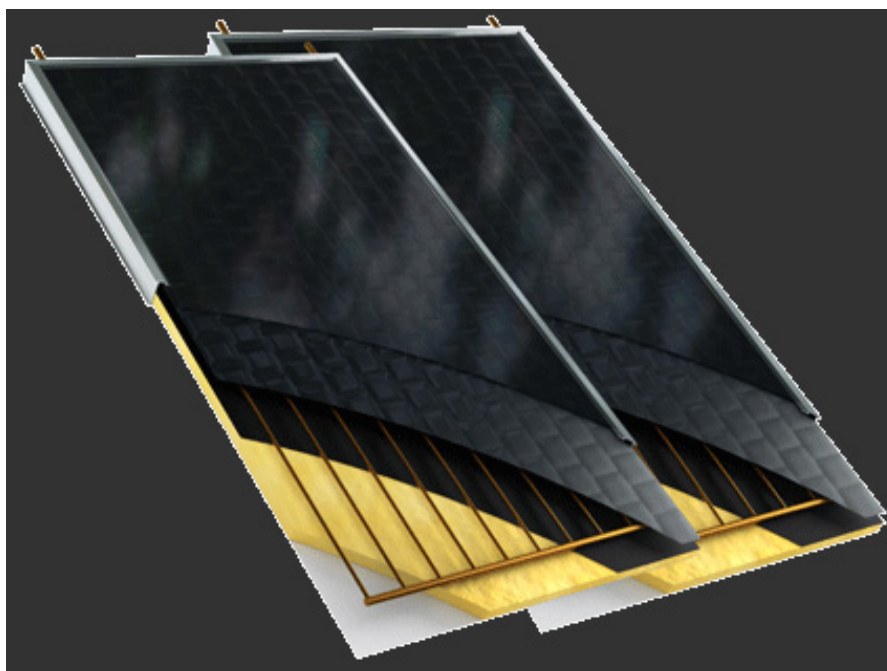
Væsken som vanligvis brukes i solfangeren anses som skadelig for miljøet. Siden det finnes en liten sjanse for at væsken kan lekke fra borehullene, kan ikke blandingen som sirkulerer i solfangeren benyttes der. Mediet som vanligvis sirkulerer i borehull, en blanding av vann og etanol, vil på grunn av høye temperaturer gi en stor fare for eksplosjon hvis den brukes i en solfanger [26]. VegoCool er et medium som kan brukes i begge kretsene. Det er en rapsoljemikstur, som har lavere spesifikk varmekapasitet enn de vanlige arbeidsmediene, det fryser ikke før $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ og utvides heller ikke i overgangen til fast stoff [26]. Dette brukes videre i oppgaven som arbeidsmedium i kretsen med en taksolfanger som ladekilde.



Figur 6: Korreksjonsfaktor når asimutvinkelen avviker fra sørlig retning [61].

3.2.3 Platesolfanger

En platesolfanger ser ut som en svart boks, som vist i figur 7. Fra toppen består den av et mørkt dekkglass, en absorlator, og deretter kommer rørene hvor arbeidsmediet sirkulerer. For å oppnå størst mulig varmeoverføring, er det viktig med god kontakt mellom absorbatoren og rørene. Under rørene ligger et lag som skal sperre for diffusjon, og deretter et lag med isolasjon. Alt dette ligger på toppen av en bakplate, og alle sidene til solfangeren er dekket med plater. Dekkglasset fungerer som en topplate på boksen.



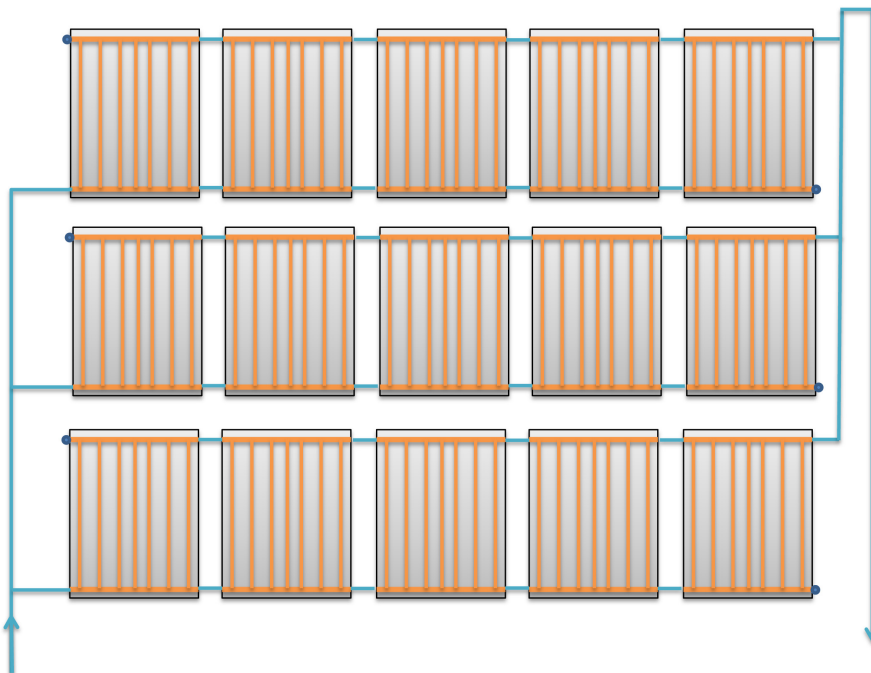
Figur 7: Skisse av en platesolfanger [36].

Det er mest vanlig å legge rørene parallelt inne i solfangerboksen, slik som for platesolfangeren vist i figur 7. Det vil si at den innkommende væsken fordeles på flere rør, som alle ligger parallelle, fra den ene kortsiden av panelet til den andre. Det benyttes rør med en diameter på rundt 10 mm , noe som gir et lavt trykktap over solfangerpanelet [61]. En annen løsning, er at ett rør legges i en sløyfe, fra den ene enden av solfangeren til den andre. Dette gir et større trykktap over komponenten, og må kompenseres for med større rør, typisk $15\text{--}18\text{ mm}$ [61]. Fordelen med denne leggemetoden er mindre fare for lekkasje, fordi røret ikke har noen skjøter.

Den plane solfangeren er foreløpig mest brukt på bygninger [46]. Den kan plasseres som en integrert del av taket, eller på toppen av eksisterende tak. Platesolfangeren har en levetid på $30\text{--}50$ år og er svært robust. Den har større varmetap og mer refleksjon enn en vakuumsolfanger, som fører til en lavere virkningsgrad [61]. Den glatte overflaten gjør at snø enkelt sklir av solfangeren, slik at den ikke stenger for solinnstrålingen på vinteren. Den egner seg godt til systemer hvor temperaturnivået er $30\text{--}80\text{ }^{\circ}\text{C}$, som for eksempel vannbåren varme [14].

For å oppnå ønsket solfangerareal kobles flere enheter sammen. For plane solfangerer er det mest vanlig at enhetene kobles i parallell. Dette er vist i figur 8. Dersom

rørlengden mellom radene er ulik, må en ventil installeres for å sikre at volumstrømmen til alle komponentene er lik. I figur 8 er trykktapet gjennom hver rad lik, og det er ikke behov for en reguleringsventil.



Figur 8: Solfangerpanel koblet i parallell uten innreguleringsventil.

3.2.4 Vakuumsolfanger

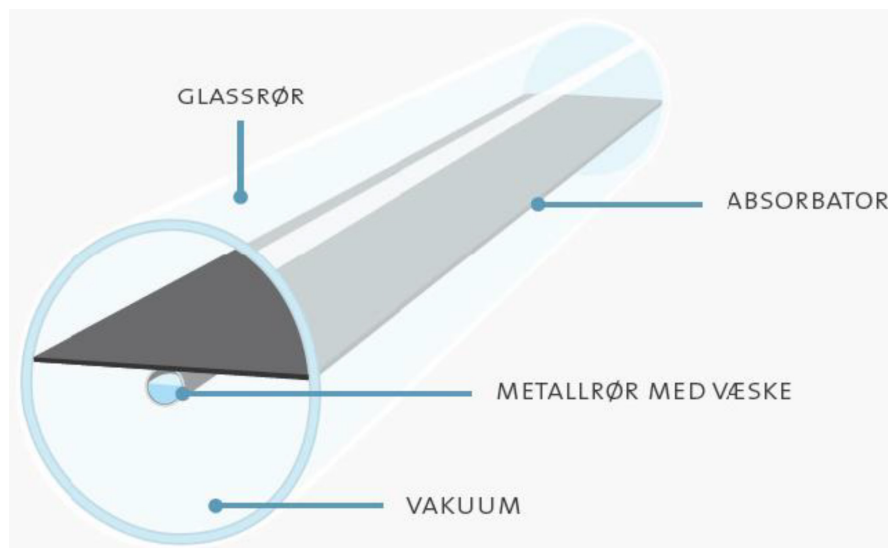
Vakuumsolfangeren begynner å få en større del av solfangermarkedet, og er den mest solgte solfangertypen i Kina [16]. Den gir høye temperaturer, 50–150 °C, og kan også fungere godt når solinnstrålingen er liten [56] [14]. Temperaturen ut av solfangeren gjør at den fungerer godt til bygninger med et stort varmtvannsforbruk, eller et stort varmebehov, som hotell eller sykehus.

Absorbatoren i vakuumsolfangeren er plassert i sylindriske, mørke glassrør med vakuum [16]. En skisse av dette er vist i figur 9. Vakuomet i rørene isolerer godt, og minimerer varmetapet fra solfangeren [11]. Dette gir en høy virkningsgrad. Ved hjelp av speil under glassrørene, blir solstrålene konsentrert mot rørene [56]. Glassrørene i en vakuumsolfanger kan være enkle eller doble. Figur 9 viser et enkelt glassrør, hvor rørene med væske er koblet til absorbatoren som i en platesolfanger.

Vakuumsolfangeren har en levetid på mellom 10 og 15 år [61]. Enkle glassrør er mindre robust og billigere enn doble glassrør [61]. Når glassrørene er doble, er et glassrør plassert inne i et annet, og det er vakuum i lommen mellom disse to. Det indre glassrøret har et absorberende sjikt, og varmen overføres til en profil av aluminium på innsiden av røret, som igjen varmer opp metallrøret med væske.

Varmen i væsken i metallrørene kan overføres til en samlestock ved naturlig sirkulasjon. Da utnyttes faseforandringen i væsken, til å sirkulere mediet i et metallrør som er lukket i endene [61]. Metallrøret er koblet til en samlingsstock hvor et kaldt medium sirkulerer og tar opp varme. Denne løsningen krever at helningsvinkelen

på rørene er mellom 20° og 70° [61]. Ved tvungen sirkulasjon strømmer væsken i U-rør gjennom glassrøret, på samme måte som i en energibrønn.



Figur 9: Skisse av en enkel vakuumrørsolfanger [14].

3.2.5 Udekket solfanger

En udekket solfanger, er den enkleste solfangertypen. Den består av to plater, hvor væske strømmer gjennom platene, eller i små, parallelle rør. At den ikke har dekkglass eller isolasjon, fører til et stort varmetap ved høye temperaturforskjeller. Virkningsgraden er god opp til en væsketemperatur på 30°C [61]. Den udekkede solfangeren egner seg godt til oppvarming av svømmebasseng, som ikke har behov for høye temperaturer.

3.2.6 Sammenligning

Den udekkede solfangeren har en enkel design, er rimelig og har et begrenset bruksområde. Den plane solfangeren er rimeligere enn vakuumrørsolfangeren, og har en levetid som er hele 20–40 år lenger. Snø sklir lettere av overflaten til en plate-solfanger enn en vakuumrørsolfanger, som gjør at den er tilgjengelig hele året. Virkningsgraden til vakuumrørsolfangeren er bedre enn virkningsgraden til begge de andre solfangertypene, spesielt ved stor temperaturredifferanse mellom temperaturen på solfangeren og uteluften. Dette er fordi vakuumrørsolfangeren har mindre varmetapet.

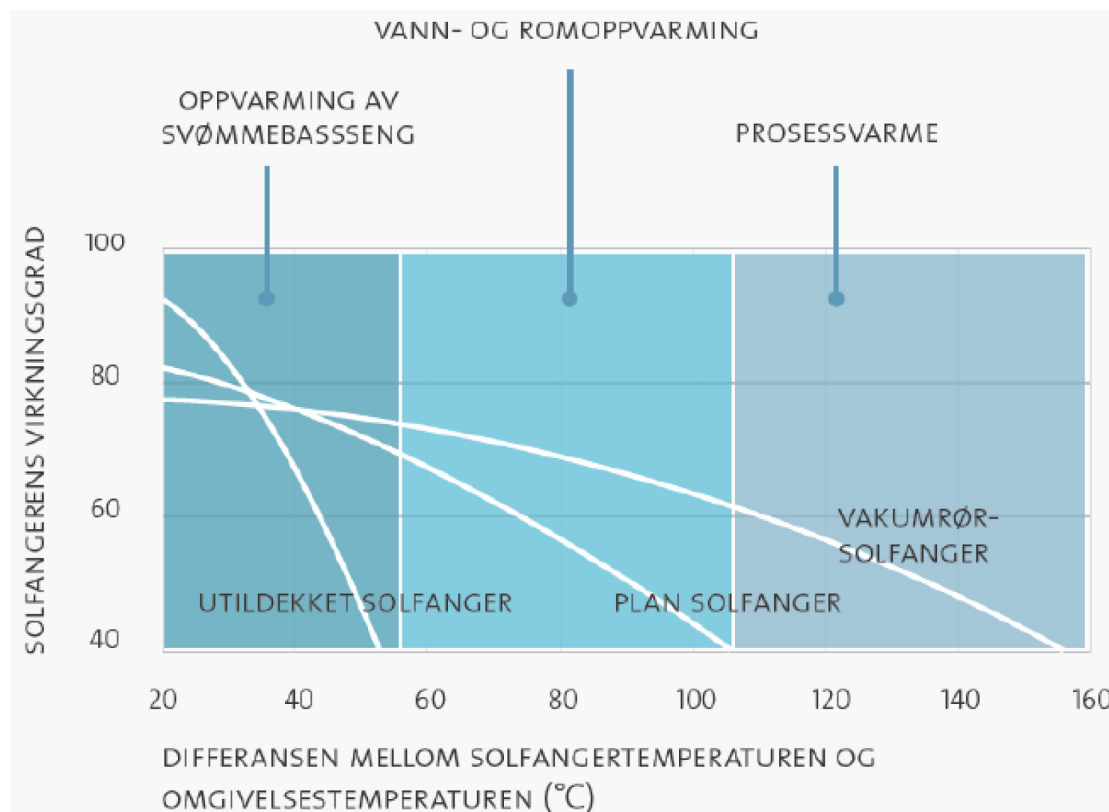
Vakuumrørsolfangeren vil kunne fungere mer effektivt ved lave utetemperaturer enn platesolfangeren, og vil på grunn av mindre varmetap trenge et mindre areal for å levere samme energimengde [56]. Dersom det er plassmangel der taksolfangeren skal installeres, kan det være et alternativ å velge den dyreste solfangertypen, fordi den med bedre effektivitet krever et mindre takareal. Ved behov for høye temperaturer er også vakuumrørsolfangeren fordelaktig.

To boligprosjekter, Anneberg i Sverige og Drake Landing i Canada, bruker platesolfangere i kombinasjon med borehull. Begge prosjektene har et høytemperaturlager,

over 40 °C, og bruker energien til oppvarming av bygninger uten en varmepumpe. Det betyr at dersom solfangerarealet er stort nok, så er platesolfangere tilstrekkelig selv til et høytemperaturlager. Den lange levealderen til platesolfangeren gjør at dette er en god og langsiktig energiløsning.

3.2.7 Virkningsgrad

Effektiviteten til en taksolfanger er svært avhengig av de optiske egenskapene, isoleringen og temperaturforskjellen mellom solfangeren og uteluften [26]. For å oppnå en høy virkningsgrad, er det derfor viktig at solfangeren har god isolering, en absorptor med høy absorpsjon og lav emisjon, høy transmittans på dekklaget og at inngangstemperaturen på væsken til solfangeren er lav [16]. Figur 10 viser typiske verdier for virkningsgraden til de tre typene av taksolfangere som er presentert i avsnitt 3.2.3–3.2.5.



Figur 10: Virkningsgraden til tre ulike taksolfangere som funksjon av temperaturforskjellen mellom solfangeren og uteluften [14].

Virkningsgraden til solfangerne synker hvis differansen mellom solfangertemperaturen og utetemperaturer øker. Virkningsgraden til vakuumrørsolfangeren synker minst med økende temperaturredifferanse, fordi den har minst varmetap. Solfangeren uten dekkglass har høyest virkningsgrad av de tre når solinnstrålingen er høy og temperaturredifferansen er liten. Dette er også solfangeren med størst varmetap, noe som gjør at virkningsgraden synker raskest når differansen mellom solfanger- og omgivelsestemperaturen øker.

Virkningsgraden til en solfanger uttrykkes som varme som leveres fra solfangeren, $Q_{nyttbar}$, dividert på innstrålt solenergi [14]:

$$\eta_{sol} = \frac{Q_{nyttbar}}{A_{col} \cdot I_T} \quad (24)$$

Hvor I_T er solinnstrålingen i W/m^2 , og A_{col} er solfangerens areal. Den nyttbare varmen som leveres fra solfangeren er varmeopptaket i solfangeren, q_{inn} , minus varmetapet, q_{ut} [14]. Levert varme kan også beskrives ut i fra massestrømmen, spesifikk varmekapasitet og temperaturforskjellen på mediet inn (T_{si}) og ut (T_{su}) av solfangeren.

$$Q_{nyttbar} = q_{inn} - q_{ut} = \dot{m}c_p(T_{su} - T_{si}) \quad (25)$$

q_{inn} er total mengde solinnstråling som blir absorbert i solfangeren, og beregnes fra solinnstrålingen, I_T , arealet til solfangeren og produktet av dekklaget transmittans og absorbatorens absorpsjonsfaktor, $\tau\alpha_p$ [14]. Sammenhengen er gitt i ligning (26). Tapet av varme til omgivelsene, q_{ut} , beregnes fra ligning (27). Det avhenger av solfangerarealet, varmetapskoeffisienten til solfangeren, U_L , og temperaturforskjellen mellom absorbatorens middeltemperatur, T_{pm} , og utetemperaturen, T_{ute} [14].

$$q_{inn} = A_{col} \cdot I_T \cdot (\tau\alpha_p) \quad (26)$$

$$q_{ut} = A_{col} \cdot U_L \cdot (T_{pm} - T_{ute}) \quad (27)$$

Det er vanskelig å måle, eller beregne, absorbatorens middeltemperatur. Så ved å introdusere kollektorens varmefjerningsfaktor, F_R , kan den nyttbare varmen isteden uttrykkes ved hjelp av den målbare temperaturen på væsken inn i solfangeren [14]:

$$Q_{nyttbar} = A_{col} \cdot F_R \cdot [I_T \cdot (\tau\alpha_p) - U_L \cdot (T_{si} - T_{ute})] \quad (28)$$

Virkningsgraden blir med dette:

$$\eta_{sol} = F_R\tau\alpha_p - \frac{F_R U_L}{I_T} \cdot (T_{si} - T_{ute}) \quad (29)$$

Hvor $F_R\tau\alpha_p$ og $F_R U_L$ er karakteristiske designverdier for solfangeren, og bestemmes på bakgrunn av testing. Et firma som driver med dette er Solar Rating & Certification Corporation - SRCC, som sertifiserer solfangere for produsenter [44]. I denne oppgaven brukes informasjon fra en av deres sertifiseringer av en platesolfanger med dekkglass for å angi $F_R\tau\alpha_p$ og $F_R U_L$. Temperaturen på væsken som leveres fra taksolfangeren, og i dette tilfellet til borehullene, kan beregnes ved å kombinere ligning (25) og (29):

$$T_{su} = T_{si} + \frac{1}{\dot{m}c_p} \cdot \eta_{sol} A_{col} I_T \quad (30)$$

SRCC bruker solfangerens totale areal, $A_{col,g}$, ved beregning av virkningsgraden til solfangeren. Verdien for denne benyttes derfor som A_{col} i ligning (30) i videre beregninger.

3.2.8 Solfangerareal

Utbyttet per kvadratmeter for en solfanger, Q_{utb} , beregnes fra årlig solinnstråling ved optimal vinkel, I_{opt} , midlere virkningsgrad for solfangeren over året og korreksjonsfaktorer for retning og helning på solfangeren [61]:

$$Q_{utb} = I_{opt} \bar{\eta}_{sf} f_A f_H \quad (31)$$

f_A brukes om asimutvinkelen avviker fra sør, se figur 6, og f_B er korreksjonsfaktoren hvis helningsvinkelen avviker fra optimal helningsvinkel. Nødvendig kollektoreareal blir varmebehovet man ønsker å dekke, $Q_{behov} \eta_{dekn.}$, dividert på energiutbyttet solfangeren har per kvadratmeter [61]:

$$A_{col} = \frac{Q_{behov} \eta_{dekn.}}{Q_{utb}} \quad (32)$$

Arealet til absorbatoren, $A_{col,abs}$ er bestemmende for hvor mye av solinnstrålingen hvert panel tar opp, så det er dette arealet som beregnes i ligning (32). Det er også mest vanlig til å bruke $A_{col,abs}$ når virkningsgraden til solfangeren beregnes. Solfangerpanelet har et totalt areal, $A_{col,g}$, som avgjør hvor stort areal man må ha tilgjengelig på taket per solfangerpanel. Solfangerarealet må være større i kombinasjon med et høytemperaturlager, enn med et lavtemperaturlager, fordi det er større varmetap fra et høytemperaturlager [33].

3.2.9 Energibruk og systemeffektivitet

I artikkelen “Simulation of a Ground-coupled Heat Pump Combined with Solar Collector” har Lhendup et al. (2010) simulert et grunnvarmebasert system med en solfanger i et Melbourne-klima [33]. Simuleringsprogrammet som er brukt er transient, og heter TRNSYS [54]. Det termiske lageret har lav temperatur og systemet er utstyrt med en varmpumpe. Taksolfangeren er 20 m^2 , utildekket, og simuleringene viser at den har en gjennomsnittlig virkningsgrad på 53 prosent [33]. Det termiske lageret består av 6 borehull som er 30 m dype.

Simuleringene ble først gjort for systemet uten å lade borehullene med energi fra en taksolfanger. Etter 20 års drift av det grunnvarmebaserte anlegget, sank temperaturen i grunnen fra 15 °C til 11,5 °C [33]. I hver sommerperiode økte temperaturen i grunnen naturlig med rundt 1 °C, noe som ikke var nok til å opprettholde effektiviteten til systemet. Årsvarmefaktoren gikk som følge av dette fra 4,03 i det første året, til 3,92 i år 20 [33].

Ved å installere en taksolfanger som tilførte termisk energi til borehullene, ble energibalansen i energibrønnene opprettholdt. Årsvarmefaktoren økte over 25 prosent fra verdien i den første simuleringen. Grunnen til at den ikke økte mer, er

økt driftstid for sirkulasjonspumpen, som også gir et økt energiforbruk. Ved tilførsel av energi til brønnene hadde den 5100 driftstimer, noe som var 1300 timer mer enn når borehullene ikke ble tilført energi [33]. Når man lader borehullene, vil energiforbruket for systemet øke. Det er derfor viktig at komponentene som får økt driftstid er energieffektive, slik at det økte energiforbruket ikke overskrider energigevinsten man får ved å lade borehullene.

3.2.10 Systemløsninger

Den enkleste koblingen mellom en taksolfanger og et grunnvarmebasert system, vil være å kun bruke solfangeren til å lade brønnene. Hvis borehullene ikke har kapasitet til å ta i mot all varmen solfangeren leverer, vil temperaturen i væsken som går fra borehullene til solfangeren øke. Dette gjør at varmetapene fra solfangeren stiger, og fører til en redusert virkningsgrad for solfangeren [26].

I tillegg til å lade brønnene, kan solfangeren brukes til å øke temperaturen i fordampere i varmpumpen. Dette vil gi en god effektfaktor for varmpumpen, så lenge ikke temperaturen fra solfangeren er for høy. Varmepumpen er designet for temperaturnivået i borehullene, og vil ikke operere optimalt hvis temperaturen fra solfangeren avviker for mye fra dette. For å unngå dette, kan væsken fra solfangeren kjøles ned før den sendes inn på fordampere [26].

Ved å bruke energien fra taksolfangeren til å varme opp tappevann, får man utnyttet solinnstrålingen på sommeren godt. Borehullene vil samtidig spares for uttak av energi, og kan lades opp naturlig. Hvis man kun har ett borehull, er dette den mest effektive systemløsningen, da tilførsel av energi til ett borehull ikke gir en gevinst [26]. For et system med flere borehull hvor avstanden mellom dem er 5–7 m, er det helt nødvendig med tilførsel av energi til borehullene. Hvis all energien fra solfangeren benyttes til tappevannsoppvarming, må det tilføres energi til borehullene fra en annen ladekilde for å oppnå likevekt mellom energiuttaket fra, og energitilførselen til, borehullene.

Taksolfangeren kan også brukes i et komplekst system hvor den har mulighet til å varme opp tappevann, øke temperaturen i fordampere, varme opp bygningen direkte og tilføre energi til borehullet, ut i fra behovet i systemet. Solfangeren vil da innimellom avlaste varmpumpen, slik at levetiden på denne forlenges [26]. På samme måte kan borehullene avlastes hvis solenergien brukes som varmekilde i varmpumpen.

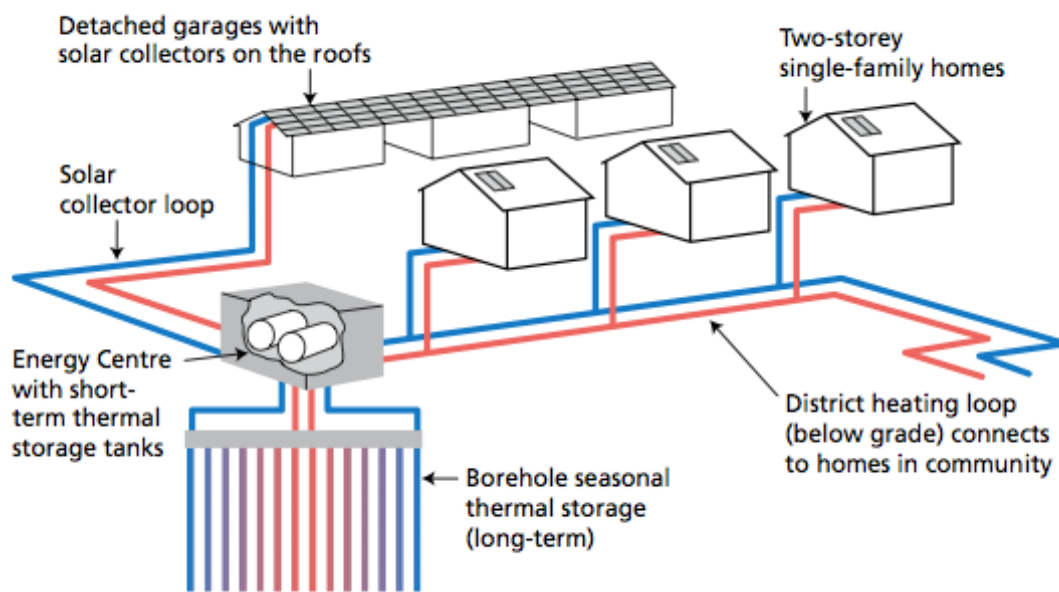
Ved Märlardalens högskola i Sverige har PhD Richard Thygesen og professor Björn Karlsson forsket på solceller i kombinasjon med en grunnvarmepumpe. I følge beregningene de har gjort, blir solenergien utnyttet bedre i solceller kombinert med grunnvarme, enn i en taksolfanger [27]. Dette er fordi solcellene leverer fornybar elektrisitet, mens solfangeren krever primærenergi for å levere lavverdig energi i form av varme. Elektrisiteten som solcellene produserer skal brukes til varmtvannsoppvarming og elektrisitet i et bolighus, og vil kunne dekke 40 prosent av disse behovene i en standardbolig, og 60 prosent i et passivhus [27].

Videre forskning om økonomien og det tekniske i prosjektet skal gjøres, samt å undersøke muligheten for å gjennomføre et pilotprosjekt i en bolig. Dersom denne løsningen skal brukes i et system med flere borehull, må det fortsatt tilføres energi

til borehullene fra en ladekilde for å opprettholde energibalansen over borehullene. Den elektriske energien fra solcellene kan brukes til å kjøre sirkulasjonspumpen og for eksempel kompressoren i varmepumpen, som vil gjøre at hele systemet utnytter fornybar energi.

3.2.11 Anlegg med taksolfanger

“Drake Landing Solar Community” er et eksempel på et system som bruker plate-solfangere på tak i kombinasjon med borehull. Anlegget dekker et nabolag på 52 hus, som er bygd i Okotoks i Alberta, Canada. 90 prosent av varmebehovet dekkes av solenergi [10]. En skisse av anleggets utforming er vist i figur 11.



Figur 11: Skisse av sol- og varmedistribusjonssystemet ved Drake Landing [10].

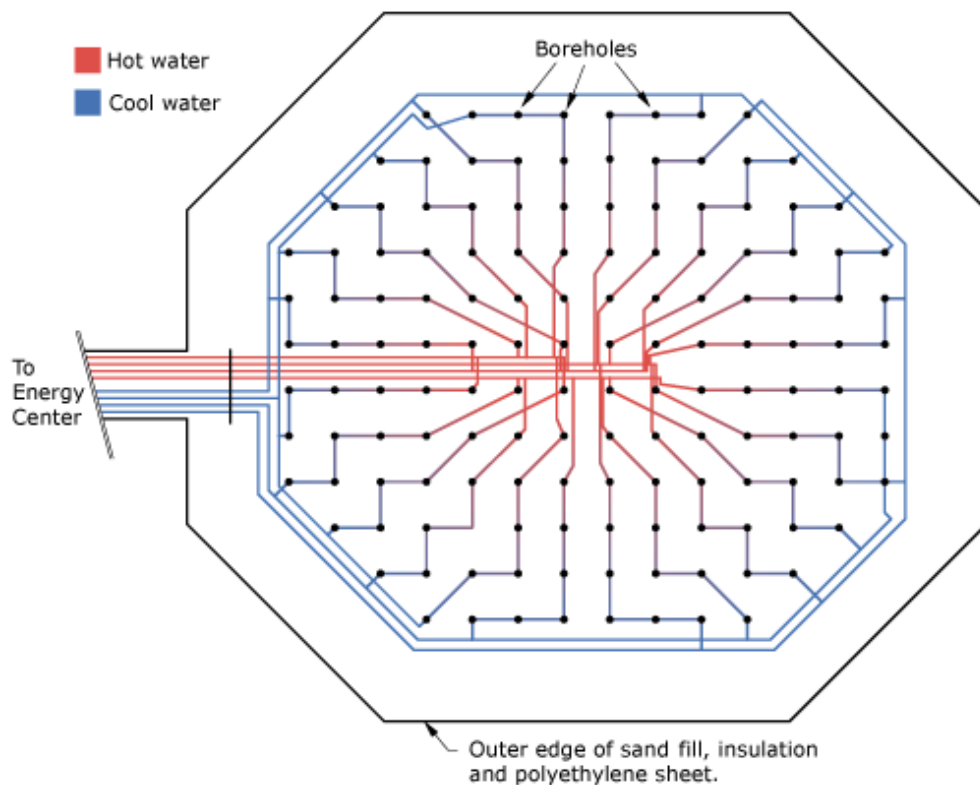
På en vanlig sommerdag forsyner solfangerne energisentralen med en varmeeffekt på 1,5 MW [10]. De 800 plane solfangerne med dekkglass, på $2,45m \cdot 1,18m$, er plassert på garasjetakene, og utgjør et areal på rett over $2300 m^2$ [10]. I disse sirkulerer en blanding av vann og glykol. Det sirkulerer ikke samme medium i solfangerne og borehullene, fordi de to kretsene er adskilt via en varmeveksler. I denne overføres energien fra solfangerne til vann som sirkulerer i borehullene. Vannet korttidslagres i vanntanker i energisentralen, eller transporteres ned i energibrønnene.

Energisentralen inneholder to vanntanker, hvor varmen hentes fra energibrønnene, eller solfangerne. Lageret har en høy temperatur, så det er ikke behov for en varmepumpe. Vanntankene brukes til oppvarming av boligene. Et distribusjonsnett går fra energisentralen og ut til alle boligene, se figur 11. Hvert av hjemmene genererer selv varmt tappevann. Boligene har solfangerer på taket, som er koblet til varmtvannstanker i kjelleren. Dette dekker rundt 60 prosent av varmtvannsbehovet. Resten dekkes av en gasskjel [10].

Nabolaget består av energieffektive boliger, som bruker opp til 30 prosent mindre energi enn vanlige hus i Canada. Kun 10 prosent naturgass blir brukt til å dekke

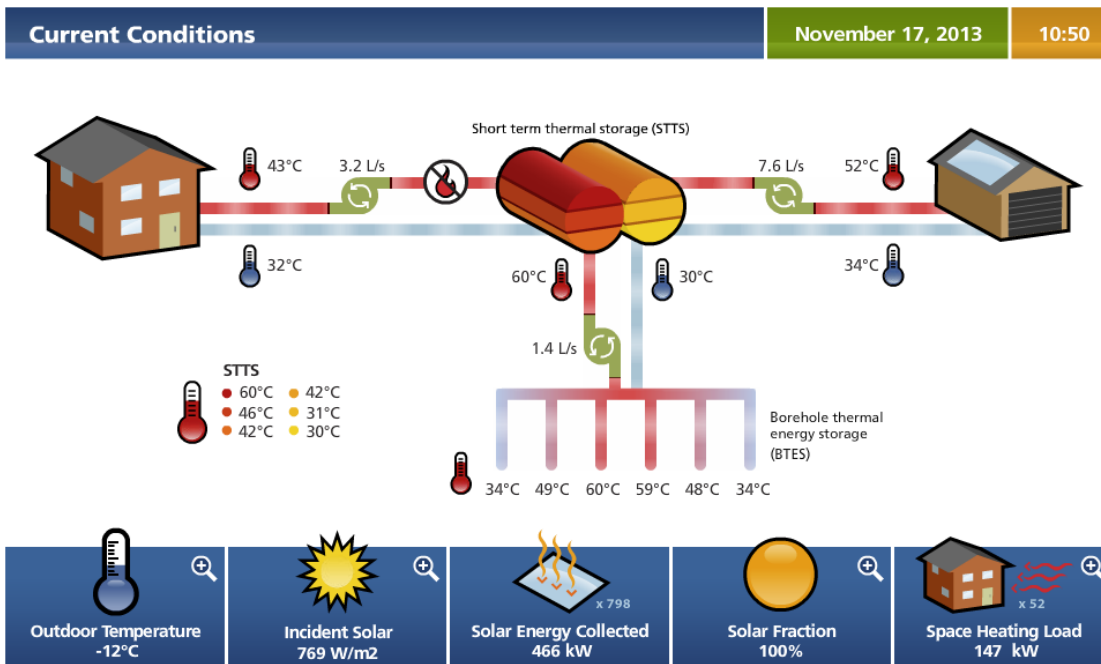
topplasten av oppvarmingsbehovet, mot oppvarming basert 100 prosent på naturgass i en vanlig, kanadisk bolig. De nevnte faktorene fører til at disse boligene årlig slipper ut 70-80 prosent mindre drivhusgass enn et gjennomsnittlig kanadisk hjem [10].

Det termiske lageret består av 144 borehull i jord, som er 37 m dype. Lageret er vist i figur 12. Det er 2,25 m mellom hvert borehull, og konfigurasjonen er sirkulær. Varme sendes ned i de indre borehullene, og derfra brer varmen seg til resten av det termiske lageret. Det er et høytemperaturlager, og temperaturen ut av brønnene kan komme opp i 80 °C mot slutten av sommeren [10]. Når varme skal hentes ut av borehullene, sendes kaldt vann ned i de ytre brønnene, og kommer tilbake fra de indre brønnene, hvor temperaturen er høyest.



Figur 12: Det termiske lageret ved Drake Landing [10].

Brukervennligheten til dette systemet er svært god, ved at energiflyten og energi-behovet er offentlig tilgjengelig på hjemmesiden til prosjektet, og som en app. Her kan man hele tiden se hvordan forholdene på stedet er, gjennom en forenklet skisse av anlegget. Figur 13 viser et skjermbilde som er tatt av denne funksjonen. Bildet er tatt 17. november 2013, kl. 10.50. Utetemperaturen er -12 °C. Solinnstrålingen er 769 W/m^2 , og massestrømmen i solfangernettet er $7,6 \text{ L/s}$, med en temperatur på 52 °C. Effektbehovet fra boligene på 147 kW , dekkes av en massestrøm på $3,2 \text{ L/s}$ med en temperatur på 43 °C fra vanntankene i energisentralen.



Figur 13: Øyeblikksbilde av anlegget på Drake Landing [10].

3.3 Bakkesolfanger

En bakkesolfanger kan installeres under for eksempel en parkeringsplass eller en skolegård. Den er ikke synlig, tar ikke opp plass og er lite utsatt for skader fra ytre påvirkninger. Den krever likevel at man har et stort bakkeareal tilgjengelig.

Temperaturene i en bakkesolfanger vil være lavere enn i en solfanger på taket. Asfalt, som er dekket over solfangeren, tar likevel effektivt opp varme, og kan komme opp i en temperatur som er 15 °C høyere enn omgivelsestemperaturen [22]. Dette er fordi asfalten tar opp energi helt til den avgir like mye varme som det den absorberer [22]. Varmen overføres til væske som sirkulerer i bakkesolfangerrørene rett under overflaten på asfalten [22].

3.3.1 Komponenter og energiforbruk

I det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet bidrar en bakkesolfanger med lavtemperatur varme. Energien kan brukes til oppvarming i et bygg, eller til å lade opp energibrønner. Bakkesolfangeren består av rør, som ligger i sløyfer rett under bakkeoverflaten. Rørene kan plasseres under asfalt eller betong. Asfalt absorberer solenergi bedre enn betong på grunn av den mørke fargen, og har derfor en høyere effektivitet [8].

Dersom rørene blir lagt 20 mm under bakkeoverflaten, vil de være plassert der asfalten har høyest temperatur [8]. Temperaturen i bakken blir mer homogen jo dypere man går, men her vil varmeopptaket være lavere [8]. En sammenligning som er gjort mellom plast og kobber som rørmaterialer, viser at plast foretrekkes som materiale. Kobber gir en større temperaturøkning på arbeidsmediet som strømmer

gjennom røret, men det veier ikke opp for merkostnaden ved bruk av kobber som rørmateriale [8].

Væske sirkuleres i bakkesolfangerne og borehullene ved hjelp av en sirkulasjonspumpe, og energiforbruket i systemet vil være avhengig av denne. Energiforbruket til sirkulasjonspumpen avhenger av trykktapet i kretsen. Trykktapet gjennom bakkesolfangeren og borehullene burde, med tanke på energiforbruk, gjøres minst mulig. Det kan blant annet gjøres ved å plassere borehullene og rørsøyfene i bakkesolfangeren i parallell. Volumstrømmen gjennom systemet vil også være avgjørende for størrelsen på trykktapet i kretsen.

En bakkesolfanger vil ha lavere virkningsgrad enn en taksolfanger, fordi den ikke er konstruert spesifikt for å nyttiggjøre mest mulig av solinnstrålingen [8]. Virkningsgraden vil være størst når strømmingen i kollektorrørene er uniform. Om strømmingen avviker fra dette, kan effektiviteten umiddelbart minke med 2–20 prosent [8].

3.3.2 Varmeoverføring

Varmeoverføringen til væsken i bakkesolfangerrørene skjer gjennom konduksjon, konveksjon og stråling [8]. Ved stråling overføres energi gjennom elektromagnetiske bølger [8]. I asfalt blir solinnstrålingen enten absorbert eller reflektert. Summen av disse to fraksjonene; absorpsjon, α_s , og refleksjon, ρ_{ref} , blir alltid 1 når transmissiviteten er null:

$$\rho_{ref} + \alpha_s = 1 \quad (33)$$

Andelen solinnstråling, I_T , som blir absorbert av asfalten, q_s , er avhengig av asfaltens absorptivitet, α_s , se ligning (34). Resten av solinnstrålingen blir reflektert. Den reflekterte andelen av solinnstrålingen øker på vinteren, når asfalten er dekket av is eller snø [8].

$$q_s = \alpha_s \cdot I_T \quad (34)$$

Asfalten gir fra seg varme ved termisk stråling. Det er elektromagnetisk stråling som gis ut av et fast stoff, eller kropp, med en temperatur over det absolutte nullpunktet, $-273 \text{ }^\circ\text{C}$ [8]. Stefan-Boltzmanns lov gir mengden av varme, q_r , som avgis fra asfalten gjennom stråling:

$$q_r = \sigma \cdot \varepsilon_{asf} \cdot T_s^4 \quad (35)$$

Hvor ε_{asf} er emissiviteten til asfalten, som er forholdet mellom stråling avgitt fra en kropp ved en gitt temperatur, og strålingen avgitt fra en svart kropp ved samme temperatur [8]. σ er Stefan-Boltzmanns konstant, $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$, og T_s er overflatetemperaturen. Asfalten kan også absorbere langbølget stråling fra atmosfæren, q_a . Det avhenger av materialets evne til å absorbere langbølget stråling, α_a , og den effektive temperaturen i himmelen, T_{sky} :

$$q_a = \sigma \cdot \alpha_a \cdot T_{sky}^4 \quad (36)$$

T_{sky} kan beregnes fra Bliss ligningen, hvor den er en funksjon av utelufttemperaturen, T_{ute} , og duggpunkttemperaturen, T_{dp} [8]:

$$T_{sky} = T_{ute} \cdot (0,8 + T_{dp}/250)^{0,25} \quad (37)$$

Netto overførsel av varme til asfalten som følge av langbølget stråling, $q_{tot,rad}$, beskrives ved ligning (38). Da er det antatt at $\alpha_a \approx \varepsilon_{asf}$ [8]. Det er ikke tatt hensyn til varmeoverføring og latent varme som følge av regn i denne ligningen.

$$q_{tot,rad} = \sigma \cdot \varepsilon_{asf} \cdot (T_{sky}^4 - T_s^4) \quad (38)$$

I tillegg til solinnstråling og termisk stråling, overføres det varme mellom asfalten og luften ved konveksjon. Konveksjon er varmeoverføring mellom et fluid i bevegelse og et fast stoff. Varmen som overføres ved konveksjon, q_{konv} , avhenger av gjennomsnittlig varmeoverføringskoeffisient, h_{konv} , overflatearealet, A_s , overflate-temperaturen, og temperaturen på fluidet, T_f :

$$q_{konv} = h_{konv} \cdot A_s \cdot (T_s - T_f) \quad (39)$$

Gjennomsnittlig varmeoverføringskoeffisient kan beregnes ut i fra Nusselts tall, Nu [8]:

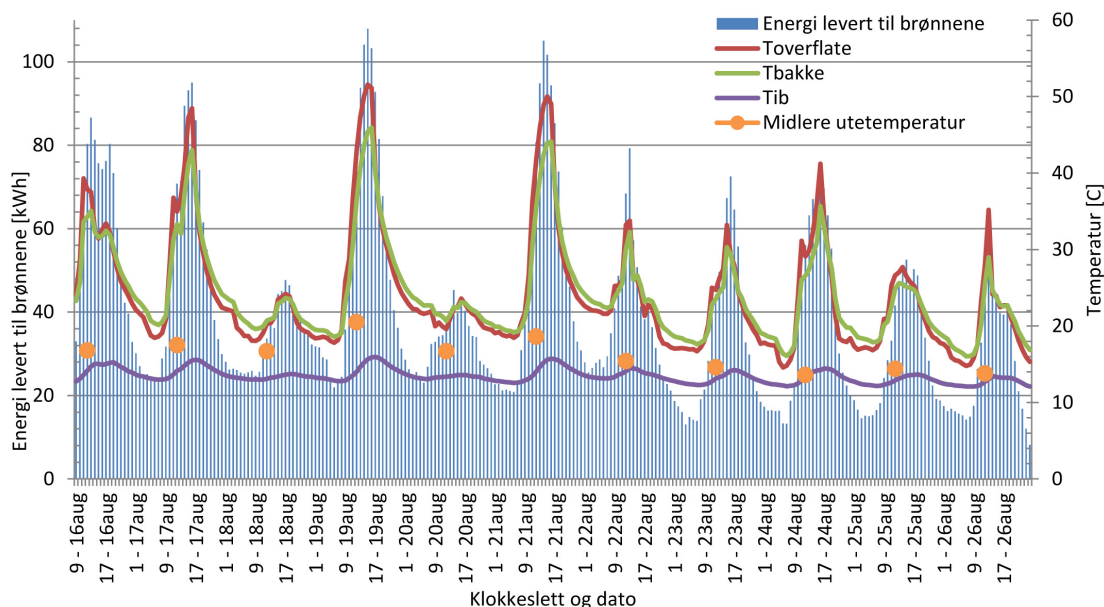
$$h_{konv} = \frac{Nu \cdot k}{L_{kar}} \quad (40)$$

Hvor L_{kar} er den karakteristiske lengden og k er materialets termiske konduktivitet. Vanlige verdier for luft er en varmeoverføringskoeffisient mellom 17 og 22,7 W/m^2K [8]. Varmeoverføringen fra overflaten av asfalten, og til solfangerrørene, skjer ved konduksjon. Det vil si en varmeoverføring, q_{kond} , gjennom et fast medium etter Fouriers lov, der k er den termiske konduktiviteten og ∇T er temperaturgradienten i retningen av varmeoverføringen [8]:

$$q_{kond} = k \cdot \nabla T \quad (41)$$

Asfaltens evne til å absorbere varme, og tregheten i varmeoverføringen, gjør at bakkesolfangeren i perioder kan levere energi hele døgnet. Figur 14 viser driftsdata fra bakkesolfangeren ved Ljan skole ti dager i august 2012. De blå søylene viser energimengden som leveres fra bakkesolfangeren til energibrønnene per time i kWh . Rød, grønn og lilla linje viser henholdsvis temperaturen på overflaten, i bakken og ut av de indre brønnene. De oransje prikkene viser midlere utelufttemperatur per døgn.

Energileveransen minker på natten, samtidig som temperaturen i bakken og overflaten av asfalten synker. Temperaturen i bakken er i denne perioden alltid høyere enn midlere utetemperatur. I dette systemet sirkulerer arbeidsmediet kontinuerlig, og så lenge det er varmere i bakkesolfangeren enn brønnene, blir det levert energi



Figur 14: Levert energi fra bakkesolfanger til brønnene på Ljan skole 16. august til 26. august 2012, plottet sammen med temperaturen i bakken, på overflaten, i brønnene og midlere utelufttemperatur.

til borehullene. På våren kan oppstarten av energileveranse fra en bakkesolfanger forsinkes, i forhold til en taksolfanger, på grunn av tele i bakken. Til gjengjeld vil den i perioder på sommeren kunne levere energi på tider av døgnet hvor leveransen fra en taksolfanger vil være null.

3.3.3 Systemløsninger

Temperaturen en bakkesolfanger kan levere, passer til et lavtemperatur oppvarmingssystem. Hvis bakkesolfangeren benyttes direkte til oppvarming, blir det en utfordring hvis bakkesolfangeren leverer energi når det ikke er et behov. Å bruke energien til forvarming av tappevann som lagres i akkumulatortanker, er et eksempel på hvordan dette kan løses.

På Ljan skole leverer bakkesolfangeren energi til en varmepumpe, hvis energileveransen fra solfangeren og behovet for oppvarming i bygningen inntreffer samtidig. Bakkesolfangeren leverer mest energi i sommerhalvåret, når oppvarmingsbehovet ved skolen er lavt. Da tilføres energien til energibrønner, som fungerer som et termisk lager. Bakkesolfangeren kan altså brukes til kun å lade borehull, eller i en kombinasjon med forvarming av vann, tilførsel av energi til borehull og energileveranse til en varmepumpe.

En bakkesolfanger kan også benyttes til å avkjøle fortau eller veier, for å unngå deformasjon. Det fungerer ved at varmen føres bort fra veiene ved at det sirkuleres kald væske i rørsløyfer under bakkeoverflaten. Varmen lagres i et energilager, og brukes i samme bakkesolfanger på vinterstid for å holde temperaturen på fortauet eller veien over nullpunktet. Figur 15 viser en motorvei i Toddington i Storbritannia hvor rør til en bakkesolfanger legges. De samler energi på sommeren, lagrer den

og bruker den på vinteren, som beskrevet, for å holde temperaturen på veien over null grader [22].



Figur 15: Bakkesolfangeren som legges på en motorvei i Toddington [22].

3.3.4 Anlegg med bakkesolfanger

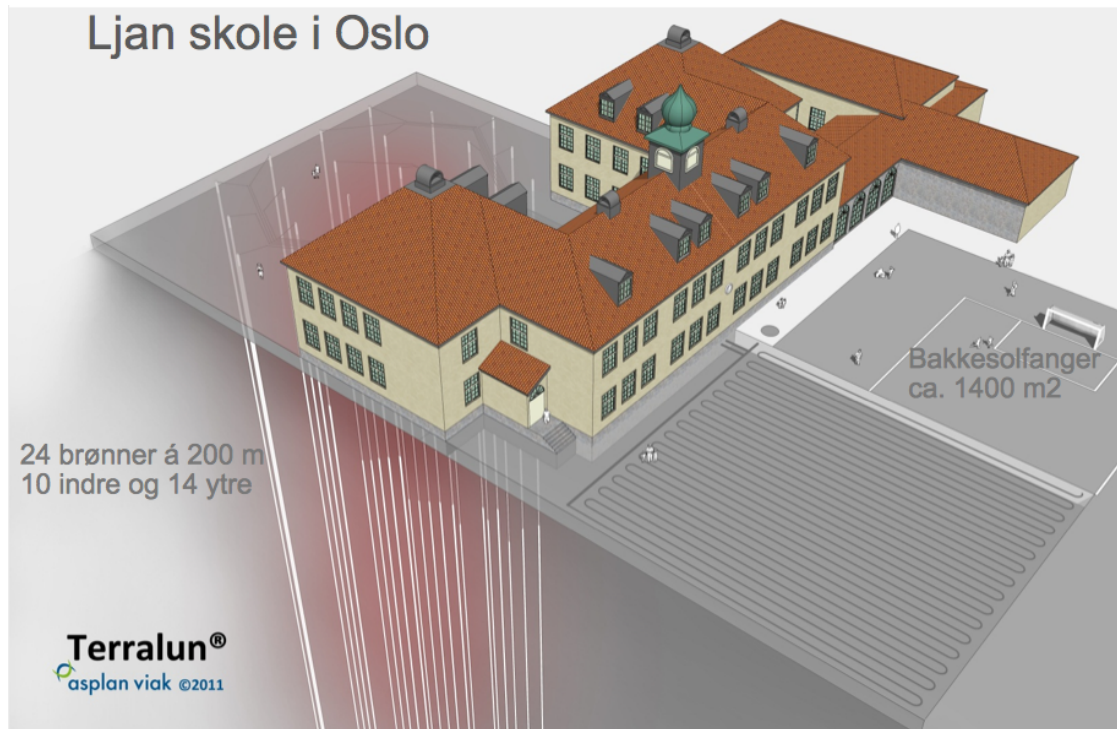
På Ljan skole er det installert et anlegg med en bakkesolfanger i kombinasjon med en varmepumpe og energibrønner. Skolen har et betydelig større oppvarmingsbehov til ventilasjon og rom, enn varmtvannsbehov, noe som er vanlig ved de fleste skoler [51]. Skolen har ikke et kjølebehov, da den er stengt i sommerferien. Frikjøling blir derfor ikke benyttet i anlegget.

På Ljan skole tilfører bakkesolfangeren hovedsakelig energi til energibrønnene i sommerperioden, som er fra mai til og med august. Dersom skolebygningen har et oppvarmingsbehov, leverer bakkesolfangeren energi til varmepumpen hvis temperaturen på væsken ut av solfangeren er høyere enn temperaturen ut av brønnene.

Figur 16 viser plasseringen av bakkesolfangeren og energibrønnene på Ljan skole. Bakkesolfangeren er vendt mot sør, og dekker et område på nesten 1400 m^2 . De 24 rørsløyfene er plassert 100 mm under bakkeoverflaten, og rørene har en diameter på 20 mm [43]. Det årlige energibidraget fra bakkesolfangeren ble på forhånd estimert til å være $180\,000 \text{ kWh}$ [42].

På motsatt side av skolebygget, er det boret 24 energibrønner som alle er 200 m dype. Brønnene lades opp med varme fra bakkesolfangeren om sommeren. Konfigurasjonen til brønnene er derfor utformet med 10 indre- og 14 ytre brønner [42]. Overskuddsvarme leveres til de indre brønnene. Som følge av varmeoverføringen i grunnen, vil varmen bre seg til de ytre brønnene. Hvert borehull har en avstand på 7 m til alle naboborehullene. Diameteren på borehullene er $139,7 \text{ mm}$, og de inneholder enkle U-rør. U-rørene har en diameter på 40 mm , og en varmelednings-

evne på $0,420 \text{ W/mK}$. Varmeledningsevnen til grunnvannet som fyller borehullet, er $0,600 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

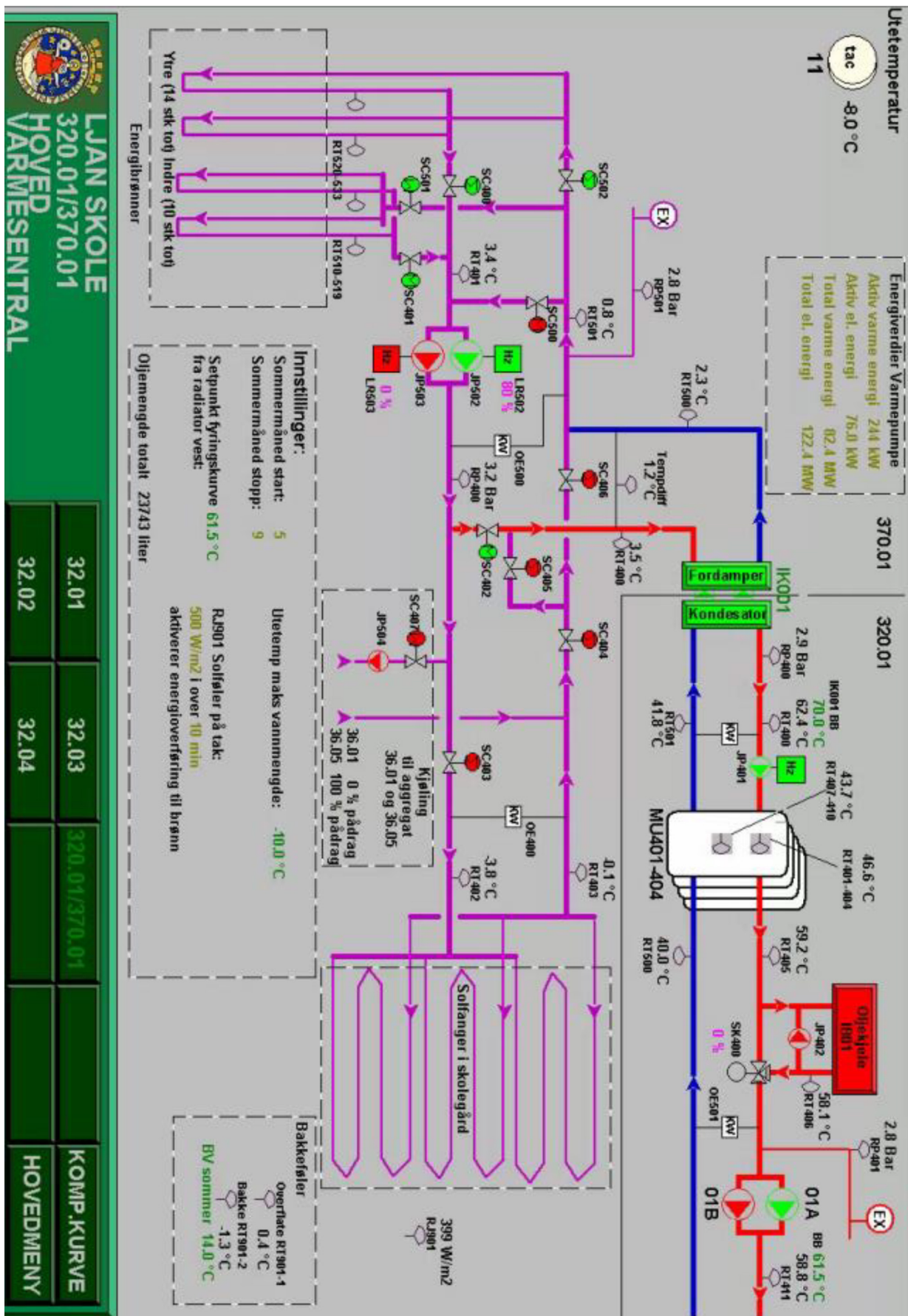


Figur 16: Tegning av anlegget på Ljan skole [42].

Distribusjon av varme til skolebygningen skjer ved hjelp av en varmepumpe av typen HPR463, levert av ScanCool. Den bruker R134a som arbeidsmedium, og tåler trykk og temperaturer opp til 28 bar og $120 \text{ }^\circ\text{C}$ [17]. Den er utstyrt med en semihermetisk stempelkompressor, som har høy dellastvirkningsgrad [51]. For å dekke topplasten har skolens gamle oljekjel blitt bygget om til en biokjel. Biooljen leveres av Biol AS, og har en brennverdi på $10,280 \text{ kWh/kg}$ [6].

Et skjermbilde av SD-anlegget på Ljan skole er vist i figur 17. Energibrønnene er plassert til venstre, og bakkesolfangeren til høyre. Varmepumpen er vist i grønt i øvre del av figuren, og til høyre for denne er det plassert akkumulatortanker. Den ombygde oljefyren er angitt med rødt i figuren. Denne leverer topplasten, og skal ideelt sett kun være i bruk på de kaldeste dagene i året. Sirkulasjonspumpen, som i figur 17 er plassert til høyre for borehullene, sirkulerer arbeidsmediet i systemet. På de stedene det er installert måleinstrumenter, er trykk og temperatur angitt.

Anlegget på Ljan skole blir brukt som utgangspunkt videre i oppgaven. Det vil si at tekniske verdier for borehullene, de termiske egenskapene i grunnen og energibehovet i bygningen blir brukt som egenskaper for systemet som simuleres med fire ulike ladekilder. Varmeoverføringen til væsken i bakkesolfangerrørene kan beregnes ved hjelp av prinsippene beskrevet i avsnitt 3.3.2 om varmeoverføring til, og i, asfalten. Men i denne oppgaven benyttes driftsdata fra Ljan skole til å bestemme levert energimengde fra bakkesolfangeren til de indre borehullene. Massestrømmen og temperaturene i systemet er logget hver time, slik at energimengden kan beregnes. Driftsdata fra 2012 benyttes, da bakkesolfangeren ikke var i drift sommeren 2013. Driftsdataene fra dette anlegget ble analysert i sammenheng med forfatte-



Figur 17: Skjerm bilde av SD-anlegget på Ljan skole [42].

rens prosjektoppgave høsten 2013 [38], og tilførselen av energi til borehullene finner for det meste sted fra mai til slutten av august.

3.4 Uteluft

For at uteluft skal kunne brukes til å lade opp energibrønner, må temperaturen være høyere enn temperaturen i borehullene. For å kunne oppnå en effektiv varmeoverføring fra uteluften til væsken i borehullene, bør temperaturredifferansen mellom fluidene være minst 3 K .

Mot slutten av oppvarmingssesongen er temperaturen i borehullene på sitt laveste, og utetemperaturen kan overskride denne allerede i april. Likevel vil hovedvekten av tilførselen av energi foregå i månedene hvor temperaturen på dagen kommer over $18\text{--}20\text{ }^\circ\text{C}$. Det termiske lageret vil være et lavtemperatur lager.

3.4.1 Komponenter

Det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet inneholder en varmepumpe, borehull med varmevekslere og en sirkulasjonspumpe som sirkulerer arbeidsmediet. Ved bruk av uteluft for å tilføre borehullene energi, er det nødvendig med en komponent som trekker luften inn i anlegget og varmeveksler med arbeidsmediet som sirkulerer i borehullskretsen. Figur 18 viser en tørrkjøler, eller luft-væske varmeveksler, som er en mulighet for å tilføre energi til borehullene. Luften trekkes over varmeveksleren ved hjelp av vifter, og kjøles ned av arbeidsmediet fra borehullene, som sirkulerer gjennom samme varmeveksler.



Figur 18: Plan tørrkjøler med tre vifter [2].

Tørrkjølere brukes vanligvis for å kjøle ned væske i motsetning til å varme opp væske, som i denne oppgaven. De deles inn i tre typer, hvor plane tørrkjølere, som vist i figur 18, er en av dem. Den plane tørrkjøleren kan plasseres horisontalt, som vist i figuren, eller vertikalt. Denne typen er dominerende opp til effekter på 100 kW [28]. Størrelsen på komponenten avhenger av antall vifter, og diameteren

på disse. V-coiler er en tørrkjøler hvor varmevekslerbatteriene ligger i en V under viftene. Disse kan ha effekter fra 110 kW [28]. Den er høyere enn små, plane tørrkjølere, og brukes når det er lite bakkeareal tilgjengelig. For de største effektene kan man bruke en M-coil, hvor varmevekslerbatteriene er plassert i en M under viftene. Denne tar mindre plass enn de andre typene, men er en dyrere løsning.

Ulempen med en tørrkjøler er at den tar stor plass, og avgir støy [2]. I områder med undervisning, som på en skole, kan ikke lyden overstige 50 dB(A) på dagtid, og må senkes ytterligere etter klokken 18.00 og på fridager [28]. Lydkravene er strengere i nærheten av sykehus, sykehjem og rekreasjonsområder. Lyden fra viftene kan reduseres ved at de kjøres på en lavere hastighet. Dette kan gjøres ved hjelp av turtallsregulering.

I denne oppgaven velges effekten på tørrkjøleren ut i fra ønsket levert effekt til borehullene per meter. Hvis denne er mellom 50 og 70 W/m, bestemmer dybden på borehullene og antall brønner hvor stor effekt tørrkjøleren må levere. Lydnivået fra viftene i tørrkjøleren kan ikke overskride 50 dB(A) ved denne effekten. Det er mulig å overdimensjonere tørrkjøleren, slik at viftene ikke må gå på full hastighet, og dette kan gi et lavere støynivå. Varmeoverføringen i tørrkjøleren beregnes ut i fra ligning (18) gitt i avsnitt 2.2.7: $\dot{Q}_{vv} = UA_{vv} \cdot LMTD$, eller ved NTU-metoden beskrevet i samme avsnitt. Varmeoverføringsarealet i tørrkjøleren, og U-verdien varierer med størrelsen på komponenten, og vil også være bestemmende for valg av tørrkjøler.

3.4.2 Systemløsninger

For at uteluft skal kunne benyttes som en ladekilde for borehull, må temperaturen i uteluften være høyere enn temperaturen i borehullene. Da kan den overføre varme til arbeidsmediet fra borehullene ved at en eller flere vifter trekker inn luft over en varmeveksler hvor begge fluidene sirkulerer gjennom. Arbeidsmediet fra borehullene sendes tilbake til borehullene, og frigir varme i energibrønnene. Sirkulasjonen av arbeidsmediet skjer ved hjelp av en sirkulasjonspumpe.

I Sverige brukes borehull til kjøling av telefonsentraler. Telefonsentralene har et konstant kjølebehov gjennom året, og det som er mulig dekkes med uteluft [20]. Når temperaturen i uteluften overskrider en gitt verdi, overtar energibrønnene som kjølekilde. Temperaturen i grunnen vil stige som følge av uttaket av kulde, fordi det samtidig tilføres varme til borehullene. For å opprettholde effektiviteten i systemet må borehullene kjøles ned igjen med kald uteluft [20]. I avsnitt 3.4.4 blir det beskrevet mer inngående hvordan et slikt system fungerer.

3.4.3 Energiforbruk

Det er gunstig, både økonomisk og teknisk, å bruke borehull til kjøling hele året, og løsningen er svært pålitelig [4]. Det sistnevnte er viktig når systemet brukes i installasjoner i fjerntliggende strøk, som TV- og radiokringkastingssystemer og telefonsentraler. Sammenlignet med andre kjøleløsninger er energiforbruket lavt, og kostnadene til vedlikehold er små [4].

Göran Hellström et al. (2000) har i sin artikkel “Direct Cooling of Telephone

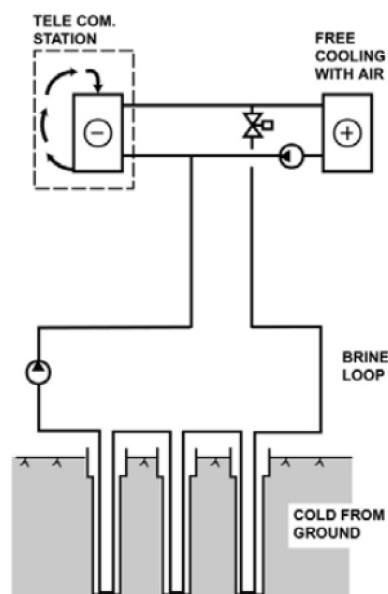
Switching Exchanges Using Borehole Heat Exchangers in Different Climate” [20] blant annet sett på energiforbruket i et kjølesystem for telefonsentraler. Sirkulasjonen i systemet styres av sirkulasjonspumper og luften trekkes inn i anlegget av vifter. Energiforbruket er avhengig av disse komponentene.

I studiet er kjølekapasiteten 40 kW . Uteluften dekker det totale kjølebehovet opp til en utelufttemperatur på $15 \text{ }^\circ\text{C}$ [20]. Deretter tar borehullene gradvis over kjølingen opp til en utetemperatur på $21 \text{ }^\circ\text{C}$, og fra denne utetemperaturen tar borehullene over hele kjøleleveransen [20]. Sammenlignet med et konvensjonelt vannkjølingssystem, bruker kjølesystemet med borehull cirka 80 prosent mindre energi [20]. Det årlige energiforbruket er beregnet til cirka 30 MWh [20]. Ved å tilføre borehullene kald luft for å opprettholde kjøleeffekten, øker energiforbruket i systemet rundt 10 MWh [20].

Prinsippene for et anlegg hvor borehullene benyttes til oppvarming, vil være det samme som for systemet med kjøling, bortsett fra at uteluften tilfører varme til borehullene for å opprettholde varmeeffekten. Å lade brønnene krever at energiforbruket til systemet øker. Tilførselen av energi til borehullene fra uteluften vil foregå i sommerhalvåret, når temperaturen på uteluften er høyere enn temperaturen i grunnen.

3.4.4 Kjøleanlegg med borehull

I Sverige er det i flere telefonsentraler installert anlegg som benytter borehull og uteluft til kjøling. Kjølesystemene består av to kretser. Hovedkretsen inneholder en innendørs kjøleenhet og en kobling til borehullskretsen. Kjølingen fra uteluften er koblet til hovedkretsen via en varmeveksler. Figur 19 viser en skisse av et slikt system. Så lenge det er mulig, kjøles sentralen med uteluft. Når utetemperaturen blir for høy, senkes effekten fra denne kjøleenheten ned, og kjølebehovet dekkes til slutt helt av borehullene [20].



Figur 19: Kjøling med borehull, og lading og frikjøling med uteluft [4].

Når borehullene benyttes til kjøling, varmes samtidig borehullene opp, og temperaturen i borehullene vil etterhvert stige. For at kjølekapasiteten til brønnene skal opprettholdes over tid, må de kjøles med kald uteluft [20]. Så lenge temperaturen i uteluften er lavere enn temperaturen i brønnene, kan den brukes til kjøling i sentralen og til å lade brønnene. Dette er en motsatt syklus av et system hvor borehullene brukes til oppvarming. Der er det nødvendig at uteluften tilfører brønnene varme, og dette kan gjøres så lenge utetemperaturen er høyere enn temperaturen i borehullene.

3.5 Ventilasjonsluft

Hvis ventilasjonsluft skal brukes til å tilføre energi til borehull i et grunnvarmebasert system, vil det termiske lageret regnes som et lavtemperaturlager. For at ventilasjonsluften skal kunne varme opp væsken fra borehullene, må en luft-væske varmeveksler installeres i ventilasjonssystemet. Hvis bygningen har et kjølebehov, kan tilluften til ventilasjonssystemet kjøles med frikjøling fra borehullene, samtidig som borehullene tilføres energi. Dette gir en effektfaktor for kjølingen som ligger mellom 30 og 50 [18].

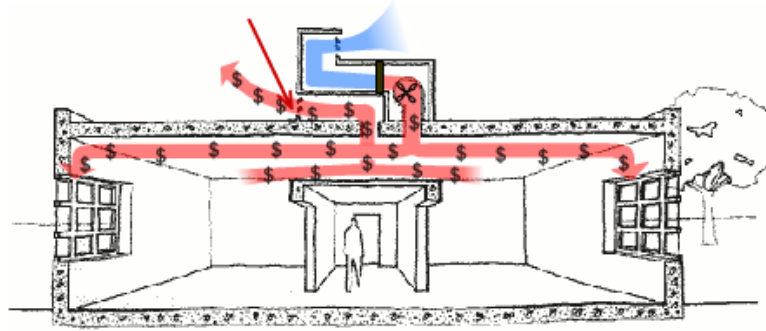
Hvis borehullene i hovedsak benyttes til kjøling, kan man komme ut for at det tilføres mer energi til borehullene som følge av kjøling av bygningen enn det som tas ut til oppvarmingsformål. Da vil temperaturen i grunnen stige. I et system som hovedsakelig benyttes til kjøling er ikke dette ønskelig. For å unngå dette, kan et kjøletårn installeres. Da dumpes varme i kjøletårnet, dersom energien som tilføres borehullene overskrider energien som tas ut [41]. Dette gjør at man unngår en økende temperatur i borehullene, og en svekkelse av kjøleeffekten til systemet [41].

3.5.1 Komponenter

Et ventilasjonssystem skal sørge for et godt inneklima [3]. Det er spesielt viktig i kontorbygg, på skoler og sykehus, som er steder hvor mange mennesker oppholder seg samtidig. I et skolebygg er kravet til luftmengde cirka $10 L/s$ per person som oppholder seg i bygningen [53]. Etter arbeidstid, i helger og i ferier blir luftmengden redusert til et minimum, eller ventilasjonsanlegget skrur helt av. Antall timer ventilasjonssystemet ved en skole arbeider på full belastning, vil derfor være mindre enn for et ventilasjonssystem ved et sykehus.

Innendørs luft kan være 2 til 4 ganger mer forurenset enn uteluft [3]. Derfor trekker et ventilasjonssystem inn frisk uteluft. Dette gjøres ved hjelp av en vifte, som styres av en elektrisk motor. Luften som trekkes inn må varmes opp, slik at den bidrar til et behagelig innemiljø. For en skole kan ønskelig temperatur på tilluften være mellom 15- og 18 °C [53].

Figur 20 viser en skisse av at luft trekkes inn i bygningen og sirkuleres, før den trekkes ut igjen. Energien i avtrekksluften går tapt hvis det ikke er installert en energigjenvinner der luften trekkes ut. Dette er vist i figur 20. For et ventilasjonsanlegg uten gjenvinner som er i drift hele døgnet, forbrukes det årlig cirka $300 kWh/m^2$ for å varme opp uteluften fra en gjennomsnittlig utetemperatur på 8,5 °C til 17 °C [9]. For et kontorbygg uten gjenvinner, med rundt 2500 driftstimer per år, vil årlig energiforbruk være rundt $100 kWh/m^2$ [9].



Figur 20: Skisse av et rom med ventilasjon uten energigjenvinner [3].

Viftene som er installert i et ventilasjonssystem har vanligvis en virkningsgrad mellom 0,5 og 0,8 [9]. De drives av en motor, og virkningsgraden til denne synker drastisk når belastningen kommer under 25 prosent [9]. Hvis luftmengden synker med 10 prosent, synker motoreffekten med 30 prosent [9]. For enkelt å kunne justere hastigheten på viften, er motoren og viften koblet sammen med et belte, kalt V-belte eller flatt belte. Denne overføringen gir ekstra tap, som øker med hastigheten på beltet [9].

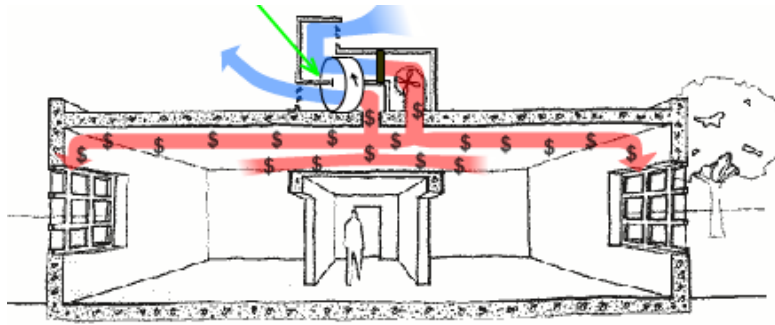
Figur 21 viser en skisse av en bygning hvor det er installert en energigjenvinner der ventilasjonsluften trekkes ut av bygningen. Opptil 80 prosent av energien i luften som trekkes ut, kan gjenvinnes i denne komponenten [3]. Det fører til et lavere forbruk av primærenergi til å varme opp tilluften, og dermed minker totalt energiforbruk i driften av ventilasjonssystemet. I TEK 10 – byggeteknisk forskrift – er det et krav om at gjenvinneren må ha en årsgjennomsnittlig temperaturvirkningsgrad på over 70 prosent for boliger og bygninger der det er fare for spredning av forurensning eller smitte [35]. For øvrige bygninger er kravet 80 prosent [35]. Temperaturvirkningsgraden, η_T , er definert som [9]:

$$\eta_T = \frac{T_{tilluft,g} - T_{ute}}{T_{inneluft} - T_{ute}} \quad (42)$$

Hvor $T_{tilluft,g}$ er temperaturen på inngående luft etter energigjenvinneren, $T_{inneluft}$ er temperaturen på luften som trekkes ut av bygningen, og T_{ute} er temperaturen på uteluften. En kryssgjenvinner, som ofte er brukt, kan ha en temperaturvirkningsgrad på 0,7–0,8 [9]. I eldre bygninger vil ikke energigjenvinneren være like effektiv. Temperaturen på luften fra bygningen, som varmeveksler med uteluften i gjenvinneren, kan antas å være rundt 21–23 °C på vinterstid, og 24–26 °C på sommeren [53].

Hvis avtrekksluften fra ventilasjonsanlegget skal benyttes til å tilføre borehullene energi, må en luft-væske varmeveksler installeres i ventilasjonssystemet [2]. Den bør plasseres etter energigjenvinneren, slik at energieffektiviteten til ventilasjonsanlegget opprettholdes [2]. Hvis temperaturen på avtrekksluften er høy nok etter gjenvinneren, vil denne varmeveksle mot væske fra borehullene. Avtrekksluften vil ha høyest temperatur når tilluften ikke trenger oppvarming, altså når gjenvinningsgraden i energigjenvinneren er null.

Dersom bygningen har behov for kjøling, kan temperaturen på tilluften senkes ved



Figur 21: Skisse av et rom med ventilasjon, og energigjenvinning av avtrekksluften [3].

hjelp av frikjøling fra energibrønnene. Da varmeveksler tilluften med arbeidsmediet i borehullene, og det blir på denne måten tilført energi til borehullene, samtidig som tilluften kjøles ned. Sirkulasjonspumpen vil, som tidligere beskrevet, ha økt driftstid og et høyere energiforbruk i et grunnvarmebasert system med tilførsel av energi til borehullene, enn i et system som ikke lader borehullene.

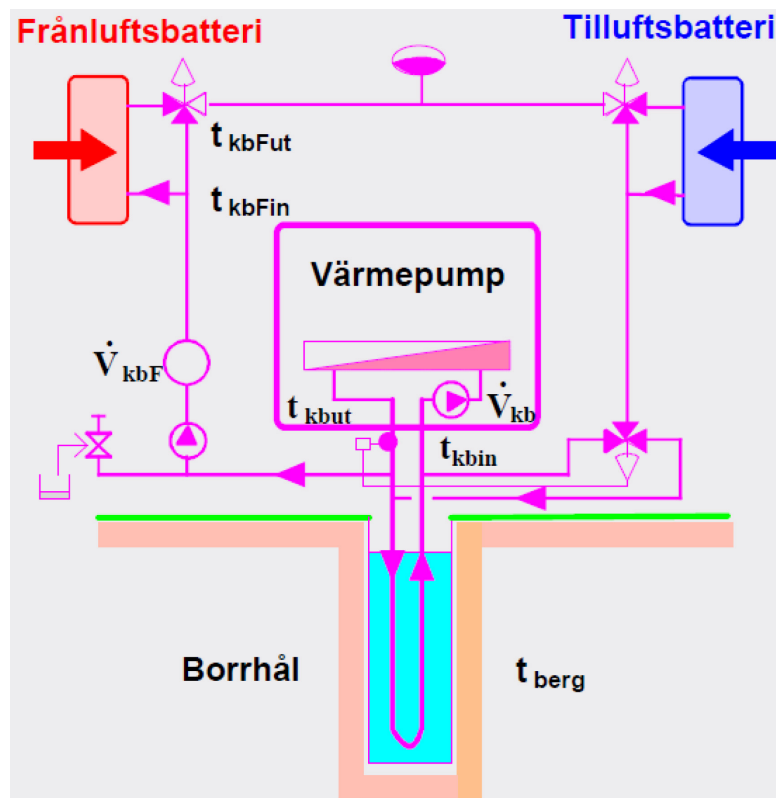
3.5.2 Systemløsninger

I artikkelen “Bergvarmepump med borrhålsåterladdning” beskriver Fahlén (2003) hvordan energi tilføres borehull fra ventilasjonsluft [12]. Systemet er installert i en bolig. Systemet er vist i figur 22, og har tre driftsmoduser. Det første er at arbeidsmediet fra borehullene varmes opp av avtrekksluften fra bygningen, vist i frånlufts batteriet i figuren. Eller så kan arbeidsmediet fra borehullene kjøle ned tilluften til boligen ved å passere varmeveksleren i tillufts batteriet. I det siste moduset varmes arbeidsmediet opp av avtrekksluften, for så å varme opp tilluften.

I et kontorbygg, eller et kjøpesenter, vil ventilasjonsluft som ladekilde for borehullene gi frikjøling til bygningen, samtidig som borehullene lades opp. For en skole som er stengt i sommerferien, er det ikke behov for frikjøling i den perioden av året hvor utetemperaturen er høyest. Hvis ventilasjonssystemet likevel skal fungere som ladekilde for borehullene, må ventilasjonssystemet være i drift utenom normal driftstid. Dette vil gi økte driftskostnader.

Dersom borehullene primært benyttes til å kjøle bygningen, kan temperaturen i det termiske lageret øke. Dette er ikke ønskelig, da man for dette tilfellet ønsker å opprettholde kjøleeffekten til systemet. En måte å opprettholde balansen i lageret på er å installere et kjøletårn, eller ved å forbruke mer varmeenergi. Varmen kan for eksempel brukes til å smelte snø [2]. Det gjøres ved å legge slynger under fortau, en parkeringsplass, eller ved et inngangsparti, og senke væske varmet opp i borehullene gjennom dem.

Et system hvor bygningen mottar frikjøling, vil ikke kunne sammenlignes med de andre ladekildene som beskrives i denne oppgaven med tanke på energiforbruk og lønnsomhet. Oppgaven vil derfor undersøke energiforbruket og lønnsomheten ved å lade brønnene med avtrekksluft i et bygg som ikke trenger kjøling. I denne oppgaven er Ljan skole brukt som utgangspunkt. Skolebygningen er ikke i bruk i sommerferien og da er ventilasjonsanlegget slått av. Ventilasjonsanlegget vil da få



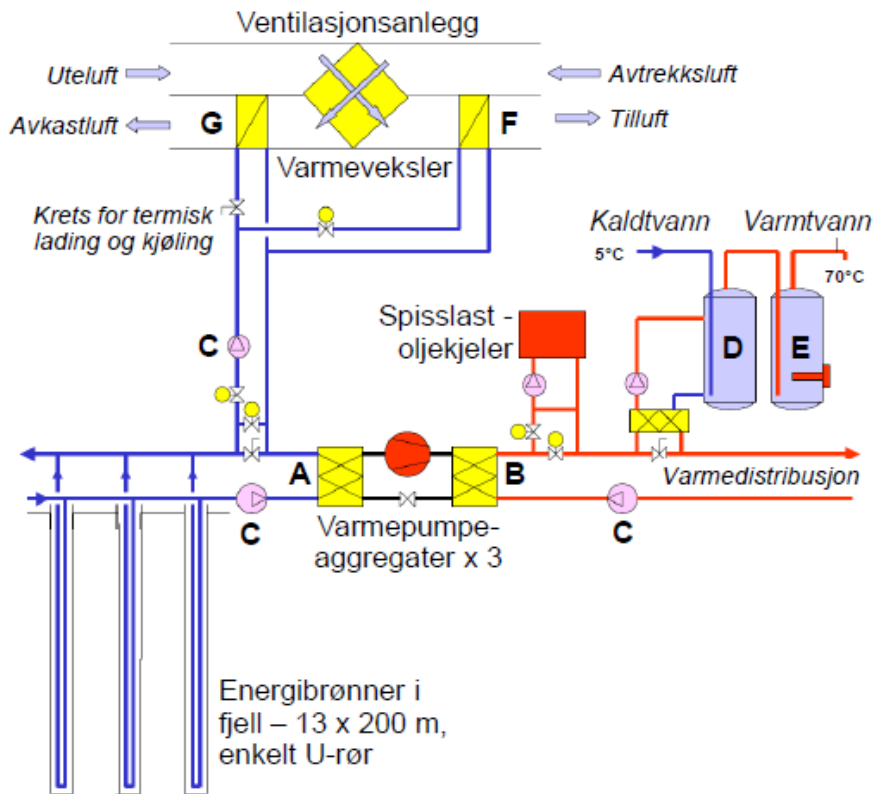
Figur 22: Skisse av en ventilasjonsvarmepumpe med ventilasjonsbatteri [12].

økt driftstid når luften fra det skal benyttes til å tilføre energi til borehullene i skolens grunnvarmebaserte anlegg.

3.5.3 Anlegg med ventilasjonsluft som ladekilde

Falstadsenteret i Levanger er et eksempel på et anlegg hvor borehullene tilføres energi fra ventilasjonsluft. Senteret består av kurslokaler, overnattingsplasser og museum på til sammen 2600 m^2 [51]. Varmepumpesystemet med borehull ble installert i 2003, og går frem av figur 23 [51]. Distribusjonssystemet av varme inne i bygningen, er et lavtemperatur radiatorsystem. Oljekjeler brukes som spisslast, og energibehovet til oppvarming av varmtvann dekkes av elektrisitet. Det geotermiske systemet består av 13 energibrønner som er 200 m dype [51]. Varmevekslerne i brønnene er enkle U-rør.

Når det er et kjølebehov i bygningen, kjøles tilluften ned ved hjelp av frikjøling fra energibrønnene. Dette skjer i komponent F i figur 23. Varmen som blir overført til arbeidsmediet fra uteluften lader opp brønnene. En sirkulasjonspumpe krever primærenergi for å sirkulere arbeidsmediet i borehullene, og viftene i ventilasjonsanlegget drives av elektriske motorer. I komponent G i figur 23, varmes arbeidsmediet i borehullene opp av avkastluften fra ventilasjonssystemet. Komponent F er kun i bruk ved kjølebehov, mens G er i bruk når temperaturen på avkastluften er tilstrekkelig høy til å lade brønnene.



Figur 23: Energianlegget på Falstadsenteret i Levanger [51].

3.5.4 Effektivitet og energiforbruk

Hvis ventilasjonsanlegget er i drift, kan avkastluften benyttes til å tilføre borehullene energi, dersom temperaturen på den er høy nok. Som man kan se ut i fra beskrivelsen av Falstadsenteret, vil sirkulasjonspumpen i borehullskretsen stå for det økte energiforbruket når brønnene tilføres energi. Ved frikjøling lades brønnene opp, men energien dette krever vil avskrives på kostanden for kjøling av bygningen.

Hvis ventilasjonssystemet har økt driftstid på full- eller dellast som følge av tilførsel av energi til borehull, vil energiforbruket til dette tillegges driftskostnader for lading. Energien det krever å kjøre ventilasjonsanlegget er avhengig av luftmengden gjennom anlegget og vifteeffekten. Effekten viftene må ha for å sirkulere en bestemt luftmengde i ventilasjonsanlegget kalles spesifikk vifteeffekt – SFP [9]:

$$SFP = \frac{\dot{W}_t}{\dot{V}} \quad (43)$$

Spesifikk vifteeffekt er den totale effekten til viftene i systemet, \dot{W}_t , dividert på volumstrømmen til luften, \dot{V} . Dette er designverdier for et ventilasjonsanlegg. Effekten til viftene uttrykkes ved luftmengden, den totale trykkøkningen over viftene, Δp_{tot} , og viftenes totale virkningsgrad, $\eta_{tot,vifte}$ [9]:

$$\dot{W}_t = \frac{\dot{V} \Delta p_{tot}}{\eta_{tot,vifte}} \quad (44)$$

Hvis ligning (44) settes inn i ligning (43), blir den spesifikke vifteeffekten en funksjon av trykktapet i kretsen som viftene må motvirke, og den totale virkningsgraden til viftene. I TEK 10 står det at SFP maksimalt skal være $2,5 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ for en bolig, og $2 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ for øvrige bygninger [35]. For passivhus er grensen satt til $1,5 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ [35]. Dette er vifteeffekten når ventilasjonssystemet sirkulerer maksimal luftmengde gjennom bygningen, og den vil synke ved mindre luftmengder. Energiforbruket til ventilasjonssystemet, som følge av denne vifteeffekten, vil være [35]:

$$\text{Energibruk} \frac{\text{kWh}}{\text{år}} = \text{Luftmengde} \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot SFP \frac{\text{kW}}{\text{m}^3/\text{s}} \cdot \text{Driftstid} \frac{\text{h}}{\text{år}} \quad (45)$$

Hvis ventilasjonssystemet har lang driftstid, kan energiforbruket til drift minimeres med effektive vifter og en lav verdi for SFP . I et system hvor ventilasjonssystemet har kortere driftstid, kan investeringen i svært energieffektive komponenter bli ulønnsom. Ved å minimere trykktapet i ventilasjonsanlegget, minker også nødvendig vifteeffekt.

3.6 Andre ladekilder

Spillvarme og avløpsvann er to andre mulig ladekilder for tilførsel av energi til borehull. Spillvarme er overskuddsvarme fra industri. Ved å bruke dette til å lade opp energibrønner, vil man kunne få et høytemperaturlager. Spillvarme er en kontinuerlig og jevn energikilde, dersom arbeidet ved industribedriften foregår hele året.

Dette er tilfelle ved ITT W&W som holder til i Emmaboda, Sverige. De produserer pumper og blandere til ulike formål, og har store arealer med fabrikkbygninger. Spillvarmen, som brukes til oppvarming, og til å lade 141 energibrønner, kommer fra firmaets støperi. Borehullene som er etablert på stedet er $148,5 \text{ m}$ dype, og har siden 2010 blitt brukt til oppvarming av bygninger, og til lagring av varme med en høy temperatur [19]. Temperaturen på spillvarmen som tilføres borehullene er $60\text{--}70 \text{ }^\circ\text{C}$ [5]. En ulempe ved lagring av varme med høy temperatur, er at det vil være en del tap av varme i grunnen. Etter uttak av energi fra borehullene til oppvarming av fabrikkbygningene, er temperaturen i lageret rundt $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Avløpsvann kan være aktuelt som ladekilde i bygg med et stort forbruk av vann [2]. Da varmeveksler arbeidsmediet i borehullene i en vann-væske varmeveksler mot avløpsvannet. I Sverige finnes det et anlegg i Husby, Stockholm, som lader borehullene med en kombinasjon av avløpsvann, ventilasjonsluft og solfangere på taket [2].

3.7 Sammenligning av ladekildene

Taksolfangeren krever tilgjengelig areal på fasaden til en bygning. I nybygg, som er planlagt slik, kan solfangerpanelene integreres i bygningsoverflaten, mens for eldre bygg må taket benyttes. Taksolfangeren er avhengig av direkte solinnstråling, noe som gjør at helningsvinkelen og retningen på takarealet er avgjørende

for hvor mye energi den kan levere. Bakkesolfangeren er avhengig av at et stort bakkeareal hvor asfaltbelegg skal legges er tilgjengelig. Når ventilasjonsluft benyttes som ladekilde, benytter man et anlegg som allerede er installert i den aktuelle bygningen. Det krever ikke ekstra plass, og vil heller ikke være synlig. Det er heller ikke bakkesolfangeren, som er plassert under bakkeoverflaten.

For å utnytte uteluft som ladekilde, må en tørrkjøler installeres. Hvis kravet til energileveranse er stor, vil komponenten være plasskrevende. Dette er også ladekilden som avgir mest støy. Tørrkjøleren kan plasseres på bakken, taket eller opp langs veggen, og fortrinnsvis i mer skjermede deler utenfor bygningen. Hvis det grunnvarmebaserte systemet er installert i nærheten av for eksempel boligbygg, vil dette gi begrensninger på driftstiden til tørrkjøleren på grunn av støykrav.

Av de fire ladekildene, vil taksolfangeren har størst driftsperiode i løpet av året. Den er designet spesifikt for å utnytte mest mulig av solinnstrålingen, og kan levere energi ved lave utetemperaturer, så lenge det er sol. Solfangeren kan levere energi på dagtid, og graden av energileveranse vil variere i takt med daglengdene gjennom året.

Mens taksolfangeren er direkte avhengig av solinnstrålingen, er uteluft og ventilasjonsluft som ladekilder avhengig av utetemperaturen. Jo høyere temperaturdifferansen mellom uteluften og væsken fra borehullene er, jo større effekt blir avgitt til borehullene. For at ventilasjonsluften skal kunne levere energi til borehullene, må temperaturen på avkastluften være høyere enn temperaturen i borehullene. Samtidig må ventilasjonsanlegget være i drift, som i mange bygg kun er på dagtid. Uteluft kan levere energi til borehullene når temperaturdifferansen mellom luften og væsken i borehullene er 3 K eller større. Fordi uteluften og ventilasjonsluften er avhengig av utetemperaturen, vil de levere varme til borehullene i en kortere periode av året enn det en taksolfanger kan.

I avsnitt 3.4.2 og 3.4.4 forklares det at uteluft benyttes til kjøling, og for å opprettholde kjøleeffekten i borehull. I Norden vil driftsperioden for dette være betydelig lenger enn når uteluft brukes for å tilføre varme. Ved varmeleveranse vil driftsperiodene begrense seg til dagtid, og i hovedsak fra april til september, hvor gjennomsnittlig utetemperatur per måned ligger over 11 °C . Hvis uteluften benyttes til kjøling, blir resten av året ideelt, samtidig som det i store deler av året kan leveres kald luft hele natten.

Bakkesolfangeren er avhengig av både solinnstråling og utetemperaturen når den skal levere energi, fordi det er disse to faktorene som har innvirkning på temperaturen i bakken. Bakkesolfangeren kan kun levere energi til borehullene når temperaturen i bakken er høyere enn temperaturen i borehullene, og den samtidig er høyere enn null grader. Dette gjør at den ikke kan levere energi på vinteren, eller så lenge det er tele i bakken på våren. Til gjengjeld kan den levere energi nesten hele døgnet når bakken er varm. I sommerperioden vil den derfor kunne ha flere driftstimer enn taksolfangeren, men den vil levere energi ved lavere effekter. Den vil også ha dårligere virkningsgrad enn taksolfangeren, fordi den ikke er i direkte kontakt med solinnstrålingen.

Av de fire ladekildene det er fokusert på i litteraturstudiet, vil taksolfangeren levere energi ved størst effekt. Dette er også den eneste kilden av de fire som kan benyttes til et høytemperaturlager. Solfangerarealet må være dimensjonert for dette, og vil være større enn for et lavtemperaturlager. Den kan på grunn av dette fungere godt

i et komplisert system hvor energien kan benyttes til oppvarming av varmtvann, borehull, eller en varmepumpe, avhengig av hvor det er bruk for den. Siden de andre kildene har en mer snever driftsperiode, vil de ikke kunne levere like mye energi som taksolfangeren når det er behov for det.

Energiforbruket til bakkesolfangeren og taksolfangeren ved energileveranse er kun avhengig av forbruket til en sirkulasjonspumpe. Dette gjør at energiforbruket er betydelig lavere, enn for uteluft som ladekilde. For uteluft som ladekilde behøves viftearbeid, som ikke er så effektivt, samtidig som en sirkulasjonspumpe forbruker primærenergi. Energiforbruket knyttet til ventilasjonsluft som ladekilde avhenger mye av bygningen det befinner seg i. Hvis ventilasjonsanlegget er i full drift hele sommeren, krever tilførsel av energi til borehullene fra avtrekksluften kun en liten økning i viftearbeidet i anlegget, og energi til en sirkulasjonspumpe. Ventilasjonsanlegget har da ikke økt drift som følge av oppladingen av borehullene, og energiforbruket til dette blir lavt. Dersom ventilasjonsanlegget ikke er i drift i ladeperioden, blir behovet for primærenergi mye større. Luften må da sirkuleres gjennom bygningen kun fordi borehullene skal tilføres energi, og ikke fordi det er behov for frisk luft.

Driftsperioden og energiforbruket utgjør de største forskjellene mellom ladekildene som er sammenlignet her. En annen ting som vil skille de ulike ladekildene er investeringskostnaden. Dette er ikke diskutert i oppgaven, men vil være svært relevant ved valg av ladekilde for et grunnvarmebasert anlegg som skal bygges.

4 Systembeskrivelse, modeller og anvendt data

I dette kapittelet beskrives systemet som simuleres i oppgaven med fire ulike ladekilder. Systemet inkluderer borehull, sirkulasjonspumpe og en ladekilde. Datasettene som er benyttet i simuleringene blir lagt frem, samt antagelser og tekniske karakteristikk for ladekildene. Den termiske responsen fra borehullene simuleres med en numerisk borehullsmodell. En parameterstudie av denne er gitt i det første avsnittet i dette kapittelet. På grunn av usikkerhet knyttet til ligningen som gir virkningsgraden til platesolfangeren, er det valgt å gjøre en sensitivitetsanalyse av dette. Analysen presenteres i avsnitt 4.4.2. Til slutt i dette kapittelet beskrives metodikken og antagelsene gjort for å simulere systemene i EED.

4.1 Parameterstudie av borehullsmodellen

Modellen som benyttes for å bestemme den termiske responsen til borehullene er en numerisk og transient borehullsmodell utviklet av Henrik Holmberg [21]. Modellen er beskrevet i avsnitt 2.2.4, og simulerer ett borehull. For å finne energileveransen til flere borehull benyttes superposisjon, med den antagelsen at borehullene ikke påvirker hverandre over tidsperioden som simuleres i oppgaven. Resultatene fra borehullsmodellen multipliseres med antall brønner som systemet leverer energi til, som i denne oppgaven er ti brønner.

Inndata til modellen er i denne oppgaven egenskapene og massestrømmen til arbeidsmediet, dybden på borehullet og energileveranse fra ladekildene i form av spesifikk effekt eller temperatur. Borehullsmodellen gir temperaturen på væsken ut av borehullet, og benyttes som inndata til modellene utformet for ladekildene. Temperaturen på væsken ut av borehullet brukes direkte til å beregne temperaturen på væsken ut av ladekildene, og som igjen benyttes som inndata i borehullsmodellen. Det betyr at det antas at det ikke er en forsinkelse, eller at det tar tid å overføre varme fra ladekilden til væsken fra borehullet. Varmeoverføringen i modellene for ladekildene er antatt å være “steady state”. Matlab-koden for ladekildene er lagt ved i vedlegg D.

Det er undersøkt hvordan den termiske responsen i borehullet endres når man varierer parametere som uttak/tilførsel av energi, massestrøm, dybde på brønn, antall timer for uttak eller tilførsel av energi og termisk konduktivitet. Hvis det tilføres energi til borehullene er verdien negativ (−), og hvis det tas ut energi fra borehullene er verdien positiv (+). De ulike tilfellene er oppsummert i tabell 1.

Tabell 1: Parameterverdier ved testing.

Tilfelle	$q [W/m]$	$\dot{m}[kg/s]$	Dybde [m]	Timer	Konduktivitet
<i>A</i>	±35	0,5	200	5	X
<i>B</i>	±20	X	200	5	3,0
<i>C</i>	±35	0,5	X	5	3,0
<i>D</i>	-20	0,5	200	X	3,0
<i>E</i>	-70	0,5	200	X	3,0

4.1.1 Tilfelle A

Konduktiviteten til grunnen beskriver evnen grunnen har til å ta opp, eller gi fra seg energi. I tilfelle *A* holdes alle parameterne i tabell 1 konstante, bortsett fra konduktiviteten. Under denne er det markert en X, som betyr at verdien varierer. Ved uttak av 35 W/m fra borehullet i fem timer, synker temperaturen i vannet rundt U-røret mer ved en konduktivitet på 2 W/mK , enn ved $3,8 \text{ W/mK}$. Ved tilførsel av 35 W/m fra brønnene i fem timer, øker temperaturen i vannet rundt U-røret i borehullet mer når konduktiviteten er lav. Ved uttak av varme er det best med høy konduktivitet, da temperaturen rundt borehullet synker saktere enn ved lav konduktivitet.

4.1.2 Tilfelle B

I tilfelle *B* varieres massestrømmen, med $0,1 \text{ kg/s}$ og 1 kg/s som henholdsvis laveste og høyeste massestrøm. Verdiene som er benyttet for resten av parameterne er gjengitt i tabell 1. Energiinnholdet i væsken som sirkulerer i borehullet kan beskrives med $\dot{m}c_p\Delta T$. ΔT er temperaturdifferansen på inngående- og utgående væske fra borehullet. For å oppnå samme varmeoverføring for en lav og høy massestrøm, må ΔT øke for den lave massestrømmen.

For en massestrøm på $0,1 \text{ kg/s}$ må temperaturen på inngående væske til borehullet være betydelig høyere ved tilførsel av energi og betydelig lavere ved uttak av energi for å oppnå samme størrelse på varmeoverføringen som for en massestrøm på 1 kg/s . Temperaturfordelingen i brønnen blir jevnere med en liten massestrøm, og temperaturen i væsken rundt U-røret er tilnærmet lik i topp og bunn av borehullet.

4.1.3 Tilfelle C

I tilfelle *C* varieres dybden på borehullet. Temperaturen blir høyere i væsken rundt U-røret for en dyp brønn, 500 m , enn for en grunn brønn, 50 m , når det tilføres 35 W/m i fem timer. For det dypeste borehullet må temperaturen på den inngående væsken være høyere enn for det korte borehullet, fordi det totalt sett blir tilført mer energi til borehullet. Når det tas ut energi fra borehullet, blir temperaturen på væsken rundt U-røret lavere for et kort borehull, enn for et dypt borehull. Så ved uttak av energi synker temperaturen raskere i et kort borehull enn i et dypt borehull. Totalt vil det være mulig å ta ut mer energi av et dypt borehull, uten at temperaturen synker for mye.

4.1.4 Tilfelle D og E

I denne oppgaven fokuseres det på tilførsel av energi til borehull, så i de to siste tilfellene varieres antall timer hvor det tilføres energi til borehullene. I tilfelle *D* tilføres en energimengde på 20 W/m til et borehull på 200 m . Temperaturen rundt bunnen av U-røret blir nesten $9 \text{ }^\circ\text{C}$ etter tilførsel av energi i 1 time. Etter 8 timers tilførsel har temperaturen økt til $9,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

I tilfelle *E* tilføres 70 W/m til et borehull på 200 m . Ved tilførsel av denne energien i 8 timer blir temperaturen i væsken rundt U-røret tilnærmet $14 \text{ }^\circ\text{C}$ i toppen og

bunnen av borehullet. Når denne energimengden kun tilføres i 1 time, er temperaturen i væsken rundt U-røret cirka $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ lavere.

Temperaturen på væsken rundt U-røret i borehullet stiger cirka like mye ved tilførsel av 20 W/m i 8 timer, som ved tilførsel av 70 W/m i 1 time. I det første tilfellet blir det totalt sett levert mer energi til borehullet. Dette betyr at temperaturen på væsken rundt U-røret ikke stiger like mye når det tilføres en stor energimengde med lav effekt over lang tid, som når en stor effekt og en lavere energimengde tilføres over kort tid.

4.1.5 Konklusjon

Denne parameterstudien viser ikke hvordan temperaturen i borehullet forandrer seg når tilførselen eller uttaket av energi opphører. Temperaturen vil synke når tilførselen av energi opphører, og øke når uttaket opphører. Ut i fra denne undersøkelsen kan man ikke si noe om størrelsesordenen på dette. Ut i fra det som er undersøkt, kan det konkluderes med at en kilde med høy effekt fungerer godt til å lade borehull.

4.2 Systemets egenskaper

I dette avsnittet beskrives parameterne og antagelsene som er lagt til grunn for beregningene og simuleringene som blir gjort i videre i oppgaven. Det omfatter tidsperioden for simuleringene, varmebehovet ved Ljan skole, de termiske egenskapene til grunnen, størrelsen på borehullene, sirkulasjonspumpen, solinnstrålingen og utetemperaturen.

4.2.1 Varmebehov

Under prosjektering av det grunnvarmebaserte varmepumpeanlegget ved Ljan skole, ble det estimert at skolebygningen har et årlig varmebehov på 220 MWh . Dette leveres fra en varmepumpe. Ved å anta at varmepumpen har en gjennomsnittlig effektivfaktor på 3, må det leveres $220\text{ MWh}/1,5 = 146,67\text{ MWh}$ energi fra de tjuefire energibrønnene. Dette tilsvarer et årlig uttak fra energibrønnene på $30,6\text{ kWh/m}$. Siden borehullene er plassert med en avstand på 7 m , bør tilsvarende energimengde tilbakeføres til borehullene fra en ekstern energikilde i løpet av et driftsår. På Ljan skole tilføres det kun energi til ti av de tjuefire brønnene. Behovet for energitilførsel per brønn vil da være $146,67\text{ MWh}/10 = 14,67\text{ MWh}$, som utgjør en årlig tilførsel på $73,3\text{ kWh/m}$.

4.2.2 Periode

Energien som blir hentet ut av borehullene, skal i denne oppgaven tilbakeføres til brønnene fra mai til september. For bakkesolfangeren og taksolfangeren brukes målte klimadata og driftsdata fra anlegget på Ljan skole fra mai til september i 2012. For ventilasjonsluft og uteluft benyttes normalverdier for klimaet i Oslo fra

mai til september. Tidsperioden, med antall dager og timer i hver måned, hvor brønnene kan tilføres energi er vist i tabell 2.

Tabell 2: Tidsperiode.

Måned	Antall dager	Timer
Mai	31	744
Jun	30	720
Jul	31	744
Aug	31	744
Sep	30	720

4.2.3 Energibrønner

I oppgaven brukes egenskapene til grunnen, borehullene og U-rørene som er installert ved Ljan skole. De er oppsummert i tabell 3 og 4. Arbeidsmediet som benyttes i borehullene er avhengig av ladekilden, og egenskapene for dette vil beskrives under avsnittene for de ulike ladekildene.

Tabell 3: Egenskaper for grunnen.

Varmeledningsevne	$3,60 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Varmekapasitet	$2,16 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$
Årsmiddeltemperatur	$6 \text{ }^\circ\text{C}$
Geotermisk varmestrøm	$0,05 \text{ W/m}^2$

Tabell 4: Egenskaper for borehullene og de enkle U-rørene.

Dybde brønn	200 m
Diameter borehull	$139,7 \text{ mm}$
Diameter U-rør	40 mm
Tykkelse U-rør	$2,40 \text{ mm}$
Avstand fra sentrum til sentrum på U-røret	95 mm
Varmeledningsevne U-rør	$0,420 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Varmeledningsevne vann rundt U-rør	$0,600 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

4.2.4 Trykktap

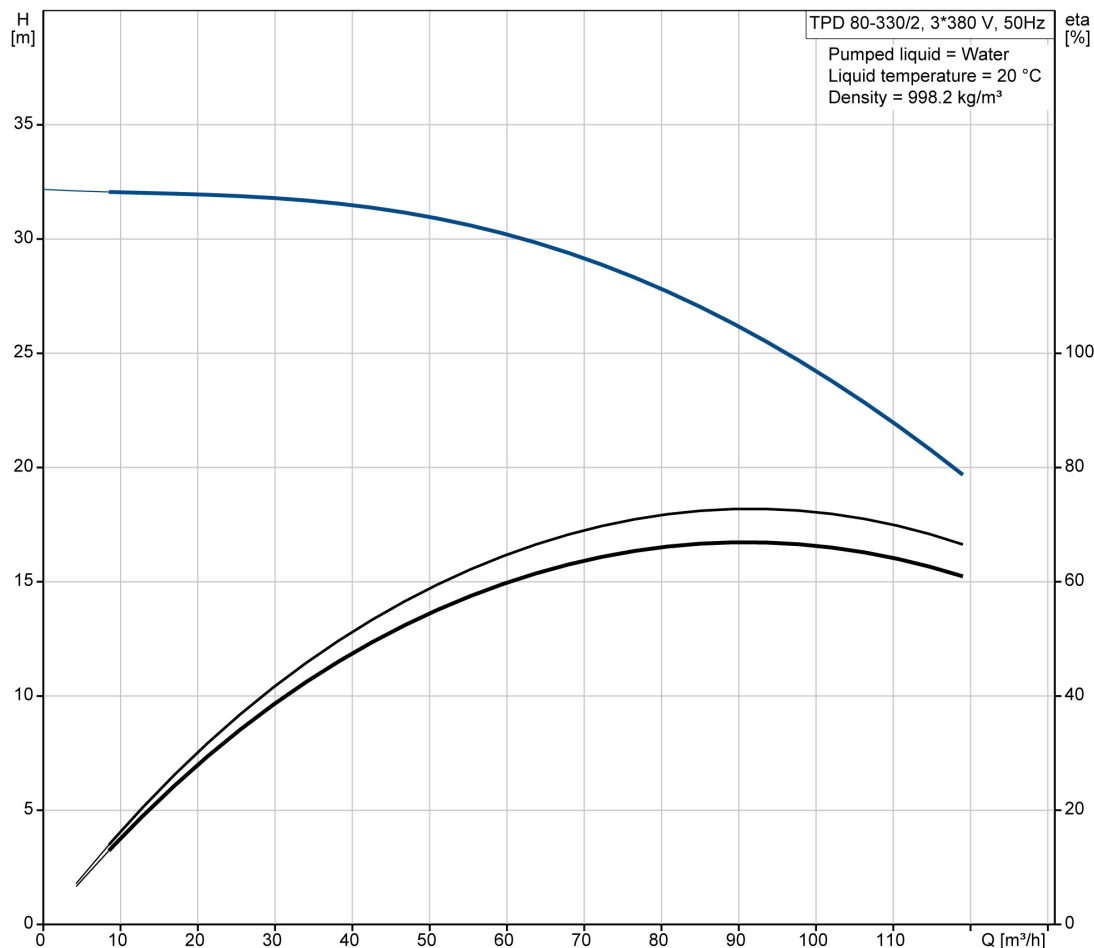
Trykktapet over brønnene tilsvarer trykktapet over ett borehull, siden de er plassert i parallell. Rørets lengde er estimert til 500 m . Det tilsvarer lengden på U-røret, ned og opp av borehullet, og avstanden fra borehullene til det tekniske rommet. Trykktapet beregnes fra ligning (11), hvor det antas at rørene er glatte innvendig. I denne ligningen inkluderes tettheten og viskositeten til arbeidsmediet. Arbeidsmediet avhenger av ladekilden, så trykktapet over brønnene beregnes i avsnittene til hver ladekilde.

Det er ikke tatt hensyn til bend i rørene, eller ventiler, i trykktapsberegningene. Disse faktorene vil gi økt trykktap i kretsen. Det er antatt at rørstrekningene er rette, for å kunne sammenligne trykktapet og energiforbruket ved bruk av de fire ladekildene, uten å gå inn på den tekniske utformingen til anlegget.

4.2.5 Sirkulasjonspumpe

Sirkulasjonspumpen som er installert på Ljan skole brukes som utgangspunkt ved valg av tekniske verdier for pumpen i det grunnvarmebaserte systemet som simuleres. Det er en sentrifugalpumpe fra Grundfos, installert som dobbeltpumpe [40]. Det vil si at to pumper er installert i parallell, og hvis den ene er ute av drift, kan den andre ta over. Hver Pumpe har en effekt på 11 kW. Motoren som driver pumpene har 2 poler, og er i efficiency class IE3 [40].

96108530 TPD 80-330/2 50 Hz



Figur 24: Pumpekaraktistikk [40].

Pumpen er dimensjonert for en væskestrøm på 16,5 L/s, som er maksimal væskemengde når det tas ut energi fra brønnene. Da er alle de tjuefire borehullene i bruk. Løftehøyden ved denne volumstrømmen er 30,3 m [40]. Dette er vist i pumpekaraktistikken til dobbeltpumpen i figur 24. I samme figur, er virkningsgraden oppgitt

som en funksjon av volumstrømmen gjennom pumpen. Ved en strømning på 16,5 L/s er virkningsgraden mellom 0,60 og 0,65 for dobbelpumpen.

Ved tilførsel av energi til borehullene, er kun de ti indre borehullene på anlegget ved Ljan skole i bruk. Volumstrømmen vil da være rundt en fjerdedel av maksimal væskemengde. Virkningsgraden til pumpen synker, som vist i figur 24, med synkende volumstrøm. I denne oppgaven er det antatt at pumpen som benyttes i anlegget er designet for volumstrømmen som er i systemet når borehullene tilføres energi, slik at den har optimal virkningsgrad i dette tilfellet. Virkningsgraden til sirkulasjonspumpen blir derfor satt til 0,6 i de kommende simuleringene, da volumstrømmen er tilnærmet lik for de fire ladekildene.

4.2.6 Solinnstråling

Data som er benyttet i oppgaven for solinnstråling, er loggede verdier fra Ljan skole fra mai til og med september sommeren 2012. Et pyranometer har målt solinnstrålingen hvert 10. minutt, som tilsvarer seks loggede verdier per time. Tabell 5 viser innstrålt solenergi ved Ljan skole per måned i 2012 i kWh/m^2 .

Tabell 5: Innstrålt solenergi på Ljan skole i kWh/m^2 .

	$[kWh/m^2]$
Mai	172,8
Juni	119,0
Juli	101,1
August	122,8
September	90,8

Mai er måneden hvor innstrålt solenergi er størst, noe som tyder på at det har vært godt vær. Juli og september er månedene med minst innstrålt solenergi. Dette vil spesielt gjenspeile seg i energileveransen fra taksolfangeren, med en hentydning til at den vil levere mest energi i mai, og minst i september.

For beregningene som er gjort med ventilasjonsluft som ladekilde, er normalverdier for solinnstrålingen fra Oslo benyttet. Normalverdier er gjennomsnittlige verdier av målinger som er gjort på et sted over 30 år [59]. Temperaturnivået på ventilasjonsluften bestemmes fra simuleringer i SIMIEN.

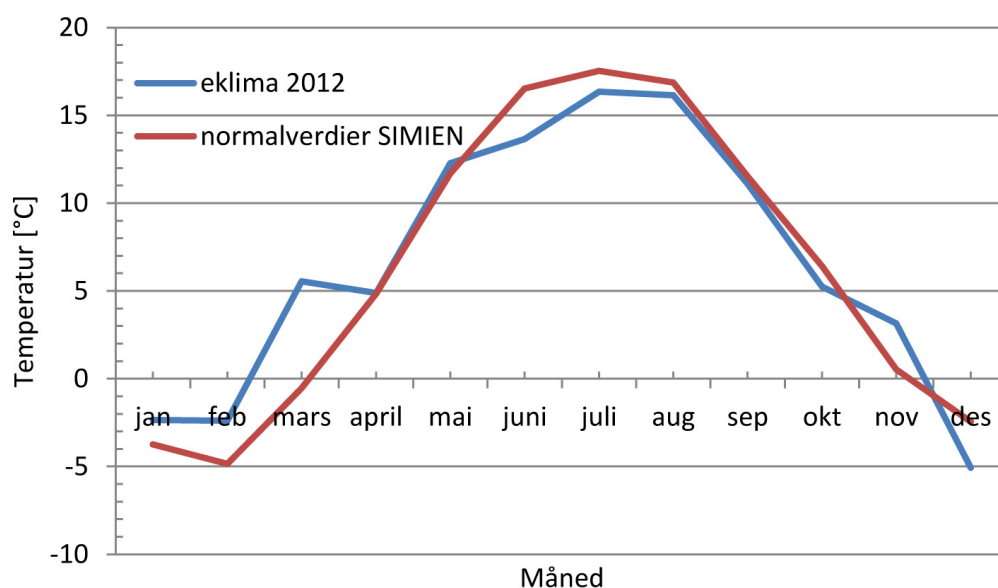
4.2.7 Utetemperatur

I beregningene for en taksolfanger som ladekilde behøves data for solinnstrålingen og utetemperaturen. Dataene for solinnstrålingen er hentet fra målinger på Ljan skole sommeren 2012. Data for utetemperaturen i samme periode er hentet fra eklima.met.no [23]. På [eklima](http://eklima.met.no) kan man finne vær- og klimadata fra Meteorologisk institutt, både observasjoner og historiske data.

For ventilasjonsluftprofilen, som er skapt ved simuleringer i SIMIEN, er det benyttet normalverdier for klimaet i Oslo. Dette avviker fra datasettet som er benyttet

for taksolfangeren og bakkesolfangeren. Profilen til ventilasjonsluften er svært avhengig av utetemperaturen. Det samme gjelder for uteluft som ladekilde. Siden disse to ladekildene er avhengig av samme faktor, utetemperaturen, er det valgt å benytte samme datasett for uteluft og ventilasjonsluft som ladekilder. Når uteluft utforskes som ladekilde blir simuleringene basert på normalverdier for utetemperaturen i et Oslo-basert klima, hentet ut fra SIMIEN.

De to datasettene for gjennomsnittlig utetemperatur per måned er vist i figur 25. Den røde grafen angir normalverdiene for Oslo-klimaet i SIMIEN, og den blå angir observasjoner fra 2012 hentet fra eklima. I løpet av ladeperioden, mai til september, er utetemperaturen i 2012 lavere enn normalverdiene, bortsett fra i mai, hvor den er 0,6 °C høyere. I løpet av vinteren er gjennomsnittlig utetemperatur per måned i 2012 flere ganger høyere enn normalverdiene. Dette ligger utenfor ladeperioden som undersøkes i denne oppgaven, og vil ikke ha noe å si for beregningene som utføres.

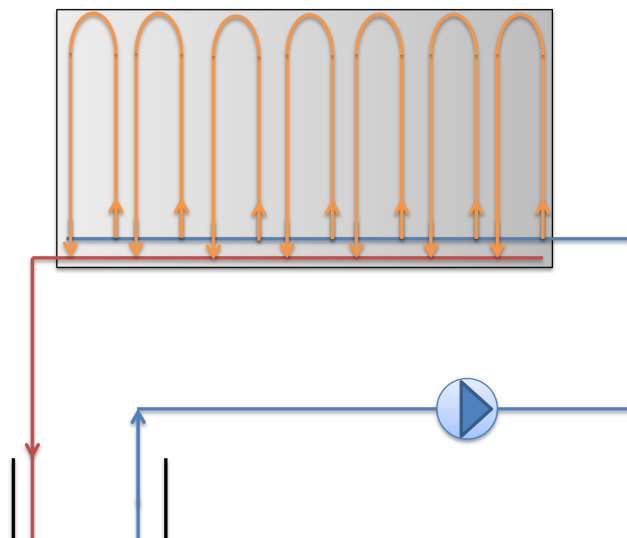


Figur 25: Gjennomsnittlig utetemperatur per måned fra eklima i 2012 og normalverdier fra SIMIEN.

4.3 Bakkesolfanger

Figur 26 viser en enkel skisse av en bakkesolfanger i kombinasjon med borehull. Prosessen drives av en sirkulasjonspumpe, som er markert som er blå sirkel i figuren. Kald væske kommer ut av borehullene, og sendes inn i parallelle sløyfer i bakkesolfangeren. Væsken varmes opp og leveres tilbake til borehullene igjen.

Bakkesolfangeren på Ljan skole benyttes som den ene ladekilden i denne oppgaven, og driftsverdiene til denne fra 2012 blir brukt i simuleringene som utføres. Bakkesolfangeren på Ljan skole dekker et areal på cirka 1400 m^2 , og ligger 100 mm under overflaten. Rørene har en diameter på 20,4 mm, og er plassert med en avstand på 250 mm. Kollektorsløyfene ligger i parallell, som vist i figur 26. Det er lagt ned tjuefire rørsøyfer, og hver av dem er 200 m lange. Egenskapene til bakkesolfangeren er oppsummert i tabell 6.



Figur 26: Skisse av en bakkesolfanger som leverer energi til borehull.

Arbeidsmediet som benyttes er felles for borehullene og bakkesolfangeren. For å oppnå et frysepunkt på $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, er vann med 24,5 prosent etanol benyttet som arbeidsmedium i borehullene. Egenskapene for mediet ved $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, som er rundt gjennomsnittlig væsketemperatur under ladeperioden, er oppsummert i tabell 7. Det samme arbeidsmediet benyttes også for uteluft og ventilasjonsluft som ladekilder.

Tabell 6: Egenskaper kollektorrør i bakkesolfanger.

Areal	1400 m^2
Dybde	100 mm
Indre/ytre diameter	$20,4/25\text{ mm}$
Antall rørsøyfer	24
Lengde sløyfe	200 m
Avstand mellom sløyfer	250 mm

Tabell 7: Egenskaper for arbeidsmediet i borehullene ved $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ når en bakkesolfanger, uteluft og ventilasjonsluft er ladekilder [34].

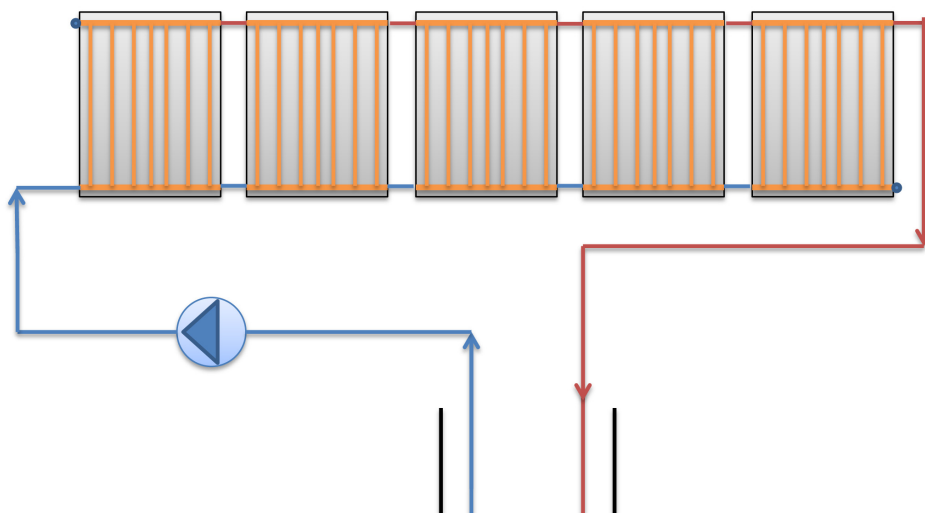
Varmeledningsevne	$0,433\text{ W/m}\cdot\text{K}$
Spesifikk varmekapasitet	$4,295\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Tetthet	$967,7\text{ kg/m}^3$
Dynamisk viskositet	$3,67\text{ mPa}\cdot\text{s}$
Termisk konduktivitet	$0,433\text{ W/mK}$
Frysepunkt	$-15\text{ }^{\circ}\text{C}$
Prosentandel etanol	24,5 %

Gjennomsnittlig væskestrøm gjennom borehullene i tidsperioden som undersøkes er $4,4\text{ L/s}$ for ti borehull. Dette tilsvarer en massestrøm på cirka $0,18\text{ kg/s}$ per rørsøyfe i bakkesolfangeren. Trykktapet over bakkesolfangeren tilsvarer trykktapet gjennom en rørsøyfe, da de er plassert i parallell. Trykktapet beregnes fra

ligning (11), ved å anta at rørene er glatte innvendig, og blir $67,9 \text{ kPa}$ gjennom bakkesolfangeren. Trykktapet over borehullene beregnes fra samme ligning, og er $57,3 \text{ kPa}$ med en massestrøm på $0,430 \text{ kg/s}$ per borehull. Effekten til sirkulasjonspumpen for dette tilfellet er $0,918 \text{ kW}$. Effekten er beregnet fra ligning (15) med en pumpevirkningsgrad på $0,6$.

4.4 Platesolfanger

Figur 27 viser en enkel skisse av en platesolfanger i kombinasjon med borehull. Væsken fra borehullene varmes opp når den sirkulerer gjennom de parallelle solfangerpanelene. Borehullene og solfangeren er i samme krets, og sirkulasjonen styres av en sirkulasjonspumpe vist i blått i figur 27. I denne oppgaven er det antatt at solfangerpanelene står parallelt som vist i figur 27, og tidligere i oppgaven i figur 8. I tillegg er det antatt at solfangeren kun leverer energi når solinnstrålingen er større enn 200 W/m^2 .



Figur 27: Skisse av en platesolfanger med panel i parallell som leverer energi til borehull.

4.4.1 Egenskaper

En platesolfanger med dekkglass, KNSC-003.1 fra Kangnam, er valgt som taksolfangeren som skal brukes som ladekilde. Den tekniske karakteristikken til platesolfangeren er hentet fra sertifiseringen av den, som er gjort av Solar Rating & Certification Corporation – SRCC. Rapporten er inkludert i vedlegg A.

Solfangeren har et totalt areal, $A_{col,g}$, på $2,03 \text{ m}^2$ per panel, som avgjør hvor stort areal man må ha tilgjengelig på taket. Hos SRCC beregnes virkningsgraden fra dette arealet. Arealet til absorbatoren, $A_{col,abs}$ er bestemmende for hvor mye av solinnstrålingen hvert panel tar opp. For den valgte solfangeren er absorbatorearealet $1,87 \text{ m}^2$ [44].

I hvert panel er det ni parallelle rør, hvor ytre diameter er 8 mm , og tykkelsen på rørveggen er $1,1 \text{ mm}$ [44]. Lengden på hvert rør er $1,85 \text{ m}$. Solfangeren er testet med

en massestrøm på $0,0177 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ av absorbatorarealet, som er en standardverdi for strømmingen i solfangerne ved sertifisering [44]. Under teknisk informasjon i sertifiseringsrapporten av KNSC-003.1, er $F_R\tau\alpha_p$ oppgitt som 0,589 og F_RU_L er $3,205 \text{ W/m}^2\text{K}$. Det er antatt at solfangerpanelene er rettet direkte mot sør, og har en optimal helningsvinkel i forhold til solinnstrålingen fra mai til september. Egenskapene til solfangeren er oppsummert i tabell 8.

Tabell 8: Egenskaper platesolfanger.

$F_R\tau\alpha_p$	0,589
F_RU_L	$3,405 \text{ W/m}^2\text{K}$
Absorbatorareal, $A_{col,abs}$	$1,87 \text{ m}^2$
Totalt areal panel, $A_{col,g}$	$2,03 \text{ m}^2$
Antall rør per panel	9
Lengde rør	$1,06 \text{ m}$
Ytre diameter rør	8 mm
Tykkelse rørvegg	$1,1 \text{ mm}$
Massestrøm test	$0,0177 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$

Skissen i figur 27 viser at det samme arbeidsmediet sirkulerer i borehullene og platesolfangeren. Væsken som skal benyttes som arbeidsmedium må da tåle kraftig oppvarming i platesolfangeren, samtidig som den ikke er skadelig for miljøet ved en eventuell lekkasje fra borehullene. Et slikt medium er VegoCool. Den har lavere spesifikk varmekapasitet, og høyere tetthet, enn arbeidsmediene som vanligvis brukes i borehullene. Egenskapene ved $10 \text{ }^\circ\text{C}$ er vist i tabell 9.

Tabell 9: Egenskaper VegoCool ved $10 \text{ }^\circ\text{C}$ [24].

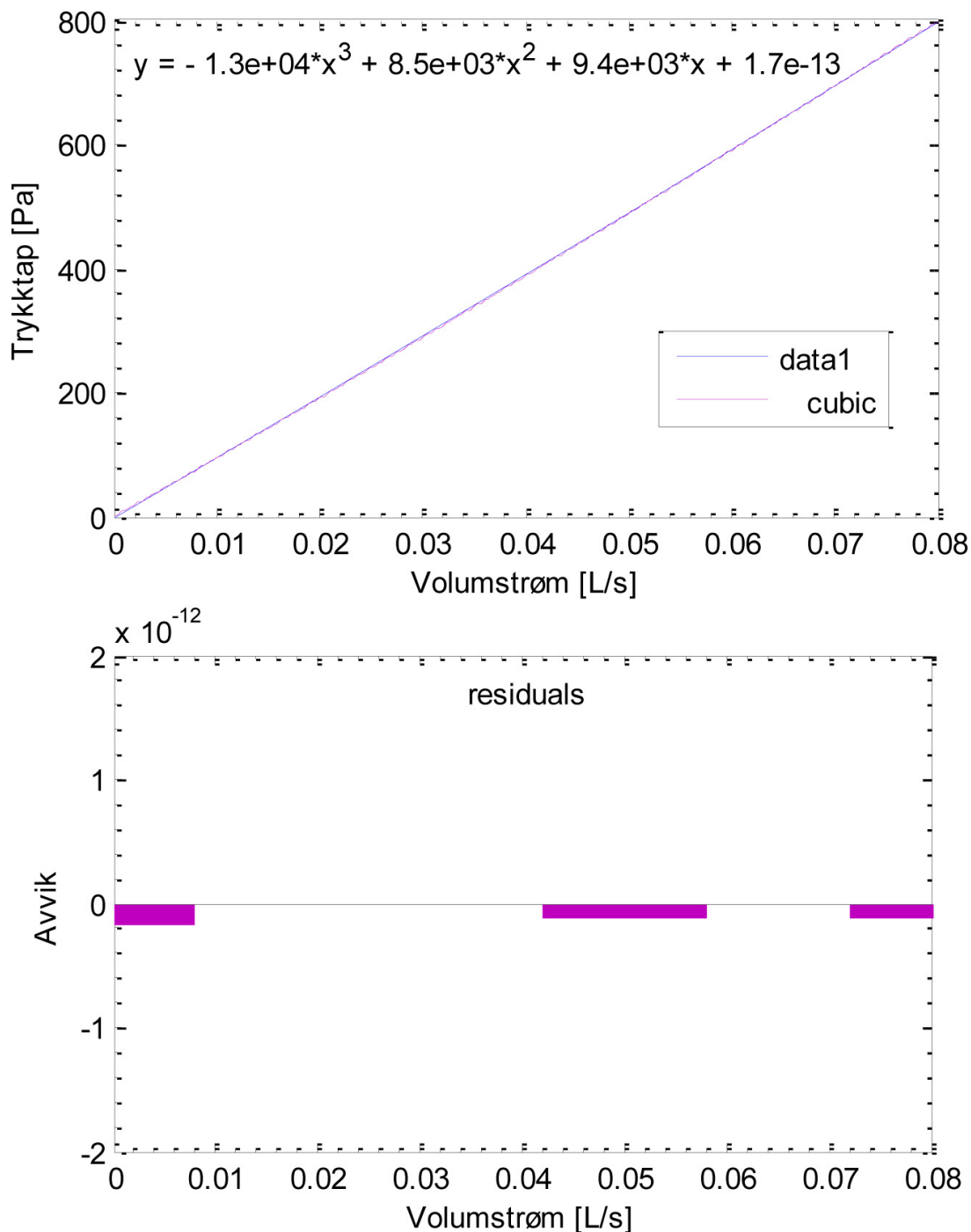
Spesifikk varmekapasitet, c_p	$3,38 \text{ kJ/kgK}$
Tetthet, ρ	1103 kg/m^3
Dynamisk viskositet, μ	$6,3 \text{ mPa} \cdot \text{s}$
Termisk konduktivitet	$0,449 \text{ W/mK}$
Frysepunkt	$-15 \text{ }^\circ\text{C}$

Trykktapet gjennom et solfangerpanel er også oppgitt i sertifiseringen av platesolfangeren, og er oppsummert i tabell 10 for tre strømningsrater. Ved hjelp av kurvetilpasning i Matlab, har en ligning for trykktapet gjennom et solfangerpanel blitt laget. Kurvetilpasningen, med tilhørende ligning og avvik, er vist i figur 28. I den øverste grafen beskriver y trykktapet i P , mens x er volumstrømmen i L/s . Den blå linjen viser de målte verdiene for trykktapet vist i tabell 10. Det er antatt at trykktapet er null når volumstrømmen går mot null. Kurvetilpasningen som hører til den oppgitte ligningen er vist i rosa. Den nederste grafen i figur 28 viser avviket mellom ligningen og de målte verdiene.

For at det skal leveres energi fra platesolfangeren, er det bestemt at solinnstrålingen må være større enn 200 W/m^2 . Tre tilfeller, hvor massestrøm og antall solfangerpanel varierer, simuleres i oppgaven. Når massestrømmen gjennom ett solfangerpanel er $0,0177 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$, og det er installert 14 panel per borehull, blir massestrømmen per borehull $0,46 \text{ kg/s}$. Ligningen for trykktapet gjennom solfangerpanelet gir et

Tabell 10: Trykktap i solfangeren [44].

Strømning [ml/s]	Trykktap [Pa]
20	191
50	489
80	799



Figur 28: Ligning for trykktapet, y , gjennom et solfangerpanel som funksjon av volumstrømmen, x .

trykktap på $0,3 \text{ kPa}$. Ved hjelp av ligning (11) beregnes trykktapet over borehullene til $69,3 \text{ kPa}$. Nødvendig pumpeeffekt for å sirkulere arbeidsmediet i denne kretsen blir $0,487 \text{ kW}$.

Ved å øke massestrømmen gjennom hver brønn til $0,70 \text{ kg/s}$, samtidig som antall panel per borehull fortsatt er 14, øker trykktapet i kretsen. Trykktapet over borehullene blir $136,2 \text{ kPa}$, og over solfangerpanelet blir det $0,4 \text{ kPa}$. Nødvendig pumpeeffekt blir i dette tilfellet $1,436 \text{ kW}$.

Dersom antall panel per borehull økes til 21, samtidig som massestrømmen gjennom hvert borehull er $0,70 \text{ kg/s}$, er trykktapet over borehullene fortsatt $136,2 \text{ kPa}$. Over solfangerpanelet blir trykktapet som i det første tilfellet – $0,3 \text{ kPa}$. Pumpeeffekten som kreves for å sirkulere arbeidsmediet i kretsen er $1,434 \text{ kW}$. I dette systemet er trykktapet gjennom solfangerpanelene neglisjerbart i forhold til trykktapet gjennom borehullene.

4.4.2 Sensitivitetsanalyse

På bakgrunn av usikkerhet knyttet til ligningene som brukes til å beregne virkningsgraden til platesolfangeren i oppgaven, er det valgt å gjøre en sensitivitetsanalyse. Ligningen som benyttes til å beregne virkningsgraden er:

$$\eta_{sol} = F_R \tau \alpha_p - \frac{F_R U_L}{I_T} \cdot (T_{si} - T_{ute})$$

Virkningsgraden benyttes videre til å beregne temperaturen på væsken ut av platesolfangeren. Leddet $(T_{si} - T_{ute})$, er temperaturen på inngående væske til solfangeren, som kommer fra borehullene, minus utetemperaturen. Dersom væsken fra borehullene har lavere temperatur enn uteluften blir dette leddet negativt, og det siste leddet i ligningen for virkningsgraden blir positivt. Da vil virkningsgraden til solfangeren blir større enn $F_R \tau \alpha_p$. Faktoren $F_R U_L / I_T$ er med på å bestemme hvor stor økningen blir. Hvis I_T er liten, blir $F_R U_L / I_T$ større enn hvis I_T er stor.

For å få rimelige resultater er det viktig at virkningsgraden til solfangeren under hele driftsperioden ikke overskrider den maksimale virkningsgraden for en platesolfanger, som er rundt $0,80$ [61]. Det vil si at så lenge leddet $\frac{F_R U_L}{I_T} \cdot (T_{si} - T_{ute})$ ikke bidrar til at η_{sol} blir større enn $0,80$, kan resultatene benyttes.

I denne oppgaven er det antatt at solinnstrålingen, I_T , må være større enn 200 W/m^2 før platesolfangeren kan levere energi til borehullene. Beregningene er gjort for to solfangerareal: 14 solfangerpanel per borehull og 21 solfangerpanel per borehull. For 14 solfangerpanel per borehull, er den maksimale virkningsgraden under energileveransen $0,80$, som er den maksimale virkningsgraden for en platesolfanger. For 21 solfangerpanel per borehull, er den maksimale virkningsgraden i ladeperioden $0,79$. Så i denne oppgaven overstiger aldri virkningsgraden til platesolfangeren den maksimale verdien på $0,80$.

For å se hvor avhengig virkningsgraden er av solinnstrålingen, er grensen for energi-produksjon i solfangeren satt ned 25 prosent, til 150 W/m^2 . Den maksimale virkningsgraden for 14 solfangerpanel per borehull går opp 10,3 prosent, til $0,89$. For

21 solfangerpanel per borehull går den maksimale virkningsgraden opp 9,6 prosent. Så for begge solfangerarealene stiger virkningsgraden over den maksimale virkningsgraden til en platesolfanger.

Ved å sette grensen for solinnstrålingen ned 50 prosent, til 100 W/m^2 , overstiger den maksimale virkningsgraden for 14 solfangerpanel per borehull akkurat 1. Da har den økt 25,4 prosent fra verdien på 0,80, og fått en verdi som ikke er mulig. For 21 solfangerpanel ligger den maksimale virkningsgraden rett under 1, med en økning fra 0,79 på 23,5 prosent.

Hvis platesolfangeren får levere energi så lenge solinnstrålingen er større enn null, går de maksimale virkningsgradene mot det uendelige. Dette viser at ligningen for virkningsgraden er svært avhengig av hvor stor solinnstrålingen er. Ved å anta at solfangeren ikke leverer energi når solinnstrålingen er lavere enn 200 W/m^2 , holdes virkningsgraden til platesolfangeren seg innenfor et rimelig intervall.

Virkningsgraden stiger også dersom $F_R\tau\alpha_p$ øker. Hvis denne verdien er høy, vil virkningsgraden raskere overstige 0,8 når det siste leddet i ligningen bidrar positivt. Det samme gjelder hvis F_RU_L øker, samtidig som $(T_{si} - T_{ute})$ er negativ. Med en 50 prosent økning av $F_R\tau\alpha_p$, øker den maksimale virkningsgraden for dette systemet 35,0 prosent. En like stor prosentvis økning i F_RU_L gir en maksimal virkningsgrad som er 13,7 prosent høyere enn utgangspunktet. Med 50 prosent økning i begge disse verdiene, øker den maksimale virkningsgraden med hele 47,7 prosent.

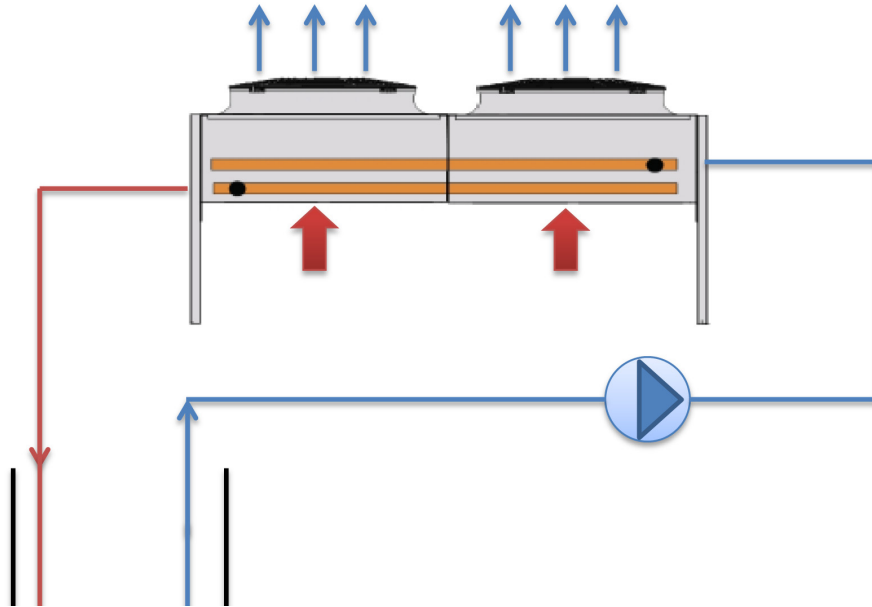
Ligningen for virkningsgraden til platesolfangeren er svært avhengig av endringer i verdiene på designparameterne og solinnstrålingen. Så lenge leddet $(T_{si} - T_{ute})$ blir negativt, og bidrar til en økning i virkningsgraden, er det usikkerhet rundt beregningene. Det tyder på at ligningen er basert på at temperaturen på inngående væske skal være høyere enn utetemperatur, noe den ikke alltid er i et system med borehull. Ligningen passer derfor bedre til beregninger hvor væsken som kommer inn i solfangeren for eksempel har blitt brukt til oppvarming, eller er vann som er forvarmet, hvor temperaturen kan ligge på rundt $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.5 Uteluft

Figur 29 viser en skisse av at borehullene tilføres energi fra uteluft ved hjelp av en tørrkjøler. Arbeidsmediet i borehullskretsen sirkulerer gjennom tørrkjøleren ved hjelp av en sirkulasjonspumpe. Vifter i tørrkjøleren trekker luften inn over varmeveksleren fra undersiden av komponenten. Viftene drives av en elektrisk motor. Luften kjøles ned, og arbeidsmediet fra borehullene varmes opp.

Tørrkjøleren er dimensjonert for et opptak på 70 W/m i borehullene. Ved høy utetemperatur skal den kunne levere en effekt på: $70 \text{ W/m} \cdot 200 \text{ m} \cdot 10 \text{ brønner} = 140 \text{ kW}$. Dimensjoneringen av tørrkjøleren, se vedlegg B, er gjort i samarbeid med TTC Norge som produserer varmevekslere. Tørrkjøleren har fire vifter med turtall på 450 rpm , og de kan frekvensreguleres. Reguleringen gjør at lydnivået kan reduseres fra lydnivået på 48 dB ved full effekt. Støynivået i nærheten av en skole skal ikke overstige 50 dB .

Viftene styres av hver sin motor med en effekt på $1,05 \text{ kW}$. Innvendig varmeoverføringsareal er $30,8 \text{ m}^2$. Beregningene som er gjort på tørrkjøleren gir blant annet



Figur 29: Skisse av en tørrkjøler som leverer energi fra uteluft til borehull.

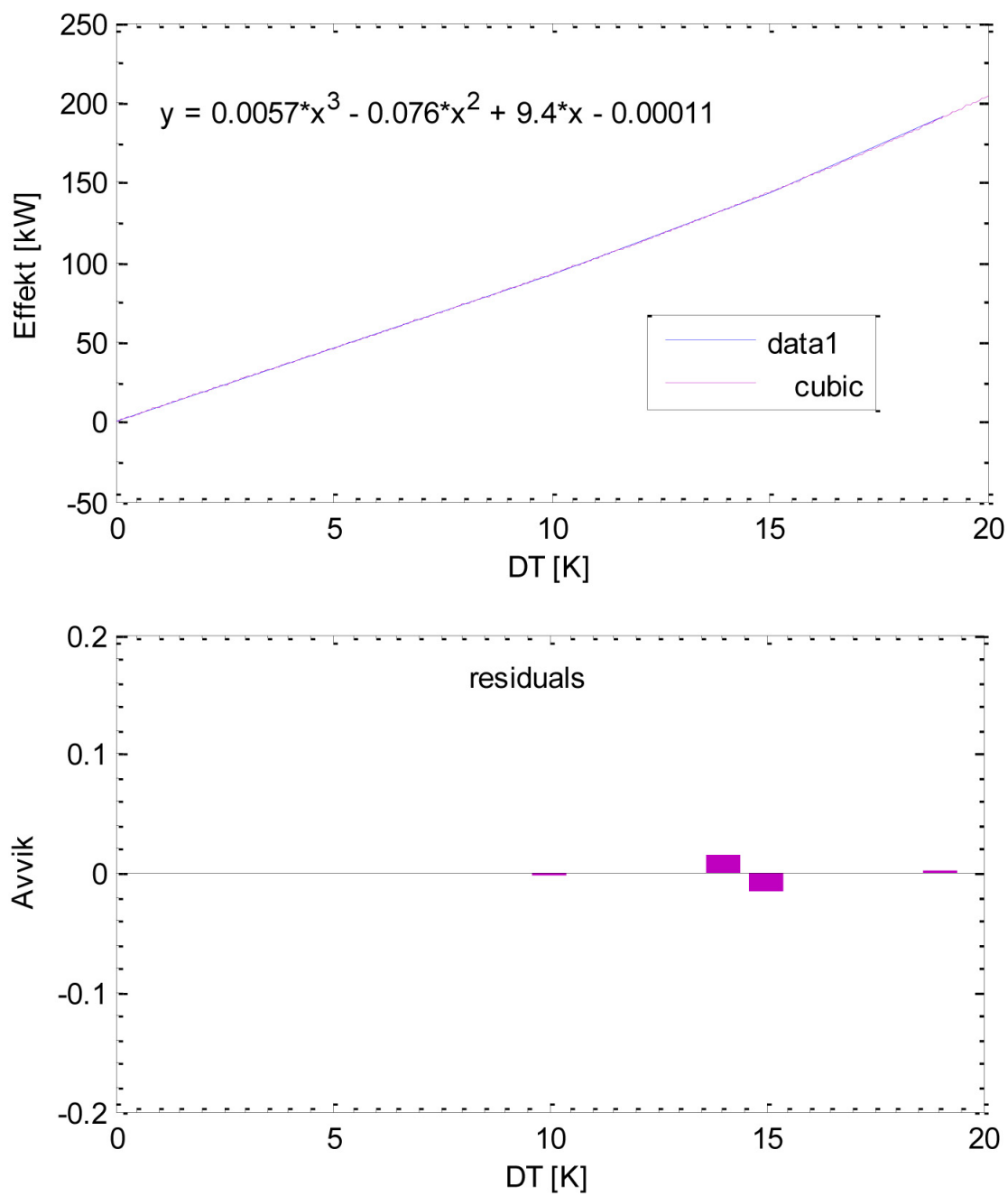
temperaturen på de inngående fluidene og levert effekt fra tørrkjøleren. Effekten og temperaturdifferansen, DT , mellom fluidene er oppført i tabell 11.

Tabell 11: Effekt tørrkjøler.

Effekt [kW]	DT [K]
190,9	19
143,6	15
132,8	14
92,4	10

En sammenheng mellom DT og levert effekt til borehullene er plottet i Matlab. Grafen er vist i blått figur 30 med tilhørende avvik fra de oppgitte verdiene fra TTC Norge. Kurven som er tilpasset de beregnede verdiene er rosa, og en tredjegradslikning er oppgitt for denne kurven. Ligningen oppgir total levert effekt til borehullene i kW , og benyttes i simuleringene for å beregne spesifikk effekt levert til borehullene fra uteluften. Ligningen gjelder for en luftstrøm på $13,4 \text{ m}^3/s$ og en væskestrøm på $4,0 \text{ L/s}$.

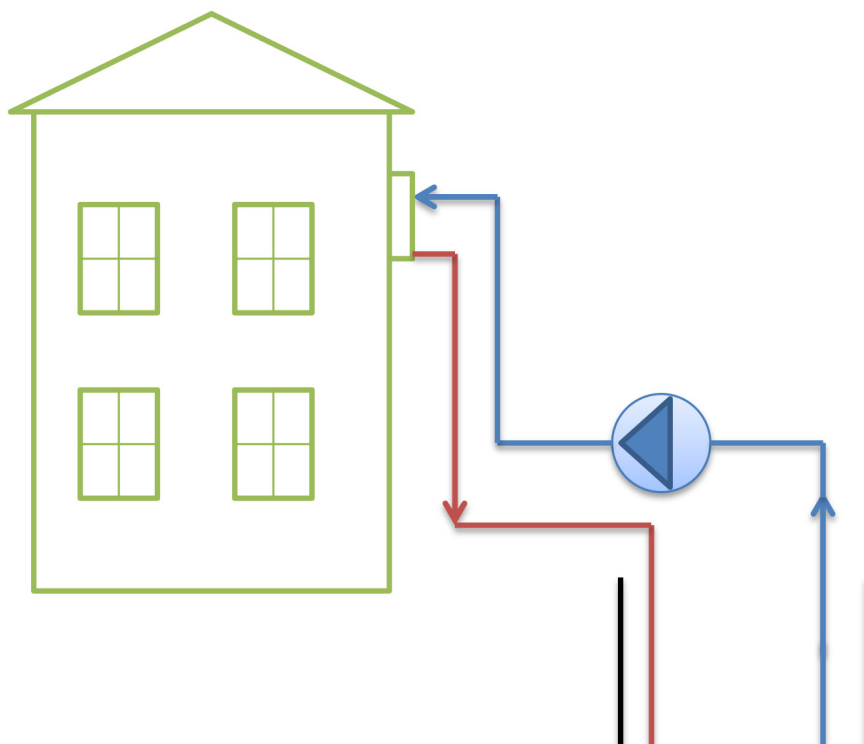
Trykktapet på luftsiden av tørrkjøleren er 70 Pa , og effekten motorene leverer til viftene er $4 \cdot 1,05 \text{ kW}$. På væskesiden er trykktapet $66,8 \text{ kPa}$, som sirkulasjonspumpen må overvinne sammen med trykktapet over borehullene. En væskestrøm på $4,0 \text{ L/s}$ tilsvarer en massestrøm på $0,387 \text{ kg/s}$ per borehull. Dette gir et trykktap på $48,9 \text{ kPa}$, og nødvendig pumpeeffekt i kretsen er $0,771 \text{ kW}$.



Figur 30: Grafer med ligning tilpasset beregnede verdier for levert effekt fra tørrkjøleren som funksjon av DT, samt avviket ligningen har fra de oppgitte punktene.

4.6 Ventilasjonsluft

Figur 31 viser en enkel skisse av at væsken fra borehullene sendes inn i en komponent på veggen til det som skal forestille en skolebygning. I denne varmes væsken opp, ved at den varmeveksler med varm luft fra skolen. Avtrekksluft fra ventilasjonsanlegget ved skolen kjøles ned, og arbeidsmediet som skal sendes ned i borehullene varmes opp.



Figur 31: Skisse av at væsken fra borehullene tilføres energi fra ventilasjonsluft.

4.6.1 Ventilasjonsluftprofil

Ljan skole er brukt som utgangspunkt for å lage en profil på ventilasjonsluften fra en skolebygning i sommerhalvåret. Skolebygningen er simulert i SIMIEN, et simuleringsprogram som bygger på en dynamisk beregningsmetode beskrevet i Norsk Standard 3031 for bygningers energibruk [39]. Tekniske verdier for bygningen og oppvarmingssystemet legges inn i programmet, og simuleringene i SIMIEN gir tilstanden i bygningen, basert på ventilasjon, oppvarming, kjøling og klima. Programmet kan med dette brukes til å dimensjonere ventilasjons- og oppvarmingsanlegg, energimerke bygninger eller beregne energibehovet til en bygning [39].

De byggetekniske verdiene som er benyttet for Ljan skole er oppgitt i vedlegg C, som angir inn- og utdataene fra en årssimulering i SIMIEN. De er basert på energiattesten som er skrevet ved energimerking av skolebygningen [55]. Attesten er fra november 2012, og ble bestilt av skolebygningens eier, Undervisningsbygg Oslo KF.

Skolebygningen ses på som en sone, hvor det totale arealet for ytre vegger, gulv og tak er oppgitt som hver sin totalverdi. Det er antatt at alle vinduene er like, og

som det er behov for i oppgaven, må beregnes ut i fra de tilgjengelige utdataene. Det blir videre forklart hvordan dette er gjort.

For energigjenvinneren på Ljan skole er temperaturvirkningsgraden, η_T , maksimalt 60 prosent. Utelufttemperaturen, T_{ute} , avgjør hvor mye varme som må gjenvinnes i energigjenvinneren. Ved maksimal gjenvinningsgrad kan temperaturen på tilluften ut av energigjenvinneren, $T_{tilluft,g}$, beregnes ved:

$$T_{tilluft,g} = T_{ute} + 0,6 \cdot (T_{inneluft} - T_{ute}) \quad (46)$$

Dersom $T_{tilluft,g} \leq 18^\circ C$, beregnes temperaturen på avtrekksluften ut av energigjenvinneren, $T_{avtrekk}$, ved:

$$T_{avtrekk} = T_{inneluft} - (T_{tilluft,g} - T_{ute}) \quad (47)$$

Ved lave utetemperaturer må tilluften tilføres ekstra energi for å nå kravet om $18^\circ C$. Når utetemperaturen stiger, må gjenvinningsgraden i energigjenvinneren minke for at $T_{tilluft,g}$ ikke skal overskride $18^\circ C$. Hvis behovet for varmegjenvinning er under 60 prosent er temperaturen på avtrekksluften:

$$T_{avtrekk} = T_{inneluft} - (18 - T_{ute}) \quad (48)$$

Hvis temperaturen på uteluften er større eller lik $18^\circ C$, vil ingen varme gjenvinnes i energigjenvinneren. Da vil temperaturen på avtrekksluften være lik temperaturen på luften som trekkes ut av bygningen:

$$T_{avtrekk} = T_{inneluft} \quad (49)$$

Disse beregningene er gjort for normal drift, og en luftmengde i sommerferien på 7,89, 10,14 eller $12,40 \text{ m}^3/s$. $T_{avtrekk}$ brukes videre for å beregne varmeoverføringen i en varmeveksler fra avtrekksluften til arbeidsmediet i borehullene.

4.6.2 Varmeveksler

For å utnytte varmen i avtrekksluften, må en varmeveksler installeres etter energigjenvinneren i ventilasjonsanlegget. Det er antatt at denne varmeveksleren alltid kan trekke temperaturen på avtrekksluften ned til $17^\circ C$. Ved å senke temperaturen mer, blir mer energi overført til arbeidsmediet fra borehullene, men det vil kreve et større varmeoverføringsareal eller en høyere U-verdi i varmeveksleren.

Det er antatt at varmeveksleren designes for hver av luftmengdene 7,89, 10,14 og $12,40 \text{ m}^3/s$, som er de tre tilfellene for sirkulasjon av luft i skolebygningen i sommerferien som blir simulert i denne oppgaven. I hvert tilfelle er varmeveksleren designet slik at trykktapet maksimalt blir 100 Pa på luftsiden. Verdien på 100 Pa er ikke et konservativt valg, og det er basert på trykkfallet på luftsiden av tørrkjøleren som gjennomsnittlig er 70 Pa for en luftmengde på $13,4 \text{ m}^3/s$ [53]. På væskesiden av varmeveksleren sirkulerer $4,4 \text{ L/s}$ fra borehullene, og massestrømmen per er $0,430 \text{ kg/s}$. Dette gir et trykktap over borehullene på $57,3 \text{ kPa}$.

Trykktapet på væskesiden av varmeveksleren er antatt å være $65,0 \text{ kPa}$. Effekten til sirkulasjonspumpen blir da $0,897 \text{ kW}$.

Hvis avtrekksluften har tilstrekkelig høy temperatur i den normale driftstiden, er det antatt at dette utnyttes til å lade energibrønnene. Det trekkes da ut en luftstrøm fra ventilasjonsanlegget som tilsvarer designet på varmeveksleren – enten $7,89$, $10,14$ eller $12,40 \text{ m}^3/\text{s}$ – som varmeveksler med væsken fra borehullene. Dette gir et økt trykktap i kretsen, som gir en økning i SFP sammenlignet med SFP for normal drift som er $2,0 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$.

4.6.3 Spesifikk vifteeffekt

Spesifikk vifteeffekt – SFP – er nødvendig å vite for å beregne energiforbruket til ventilasjonsanlegget. For de ulike luftmengdene er SFP funnet ved å kjøre en simulering i SIMIEN som gjør en energimerking av skolebygningen. Under denne får bygningen et energimerke, og SFP for luftmengder utenfor det normale driftspunktet oppgis. Disse verdiene gjelder for ventilasjonssystemet uten varmeveksleren som overfører energi til borehullsvæsken. Denne vil utgjøre et ekstra trykktap, som er antatt å være 100 Pa . Dette fører til at SFP for de ulike luftmengdene vil øke.

Det er antatt at trykktapet er proporsjonalt med luftmengden i andre potens når strømmingen i ventilasjonsanlegget er turbulent [53]:

$$\Delta p \sim \dot{V}^2$$

Samtidig er vifteeffekten tilnærmet lik trykktapet multiplisert med luftmengden [53]:

$$\dot{W}_t \sim \Delta p \cdot \dot{V} \sim \dot{V}^3$$

Fra dette estimeres trykktapet gjennom bygningen ved:

$$\Delta p \simeq \dot{W}_t / \dot{V}, \text{ hvor } \dot{W}_t = SFP \cdot \dot{V}$$

Med en ekstra varmeveksler blir det nye trykktapet gjennom bygningen $\Delta p + 100 \text{ Pa}$. Vifteeffekten for det nye trykktapet beregnes ved:

$$\dot{W}'_t \simeq (\Delta p + 100) \cdot \dot{V}$$

Den nye verdien for SFP blir: $SFP_{ny} \simeq \dot{W}'_t / \dot{V}$.

Verdiene på SFP for de fire luftmengdene når varmeveksleren inkluderes i ventilasjonsanlegget, og som benyttes til å beregne energiforbruket, er gitt i tabell 12 under SFP_{NY} . I tabellen er også luftmengdene oppgitt, sammen med trykktapet og SFP uten varmeveksleren, samt trykktapet gjennom ventilasjonsanlegget etter at varmeveksleren er installert.

Tabell 12: Ny verdi for SFP.

$\dot{V} [m^3/s]$	$\Delta p [Pa]$	$SFP_{SIMIEN} [kW/(m^3/s)]$	$\Delta p_{NY} [Pa]$	$SFP_{NY} [kW/(m^3/s)]$
7,89	439,8	0,44	539,8	0,54
10,14	540,0	0,54	640,0	0,64
12,40	840,0	0,84	940,0	0,94
17,13	2000,0	2,00	2100,0	2,10

4.7 EED – inndata og antagelser

For å se hvordan et grunnvarmebasert system med vertikale borehull reagerer på tilførsel og uttak av energi over en lang periode, kan man simulere systemet i Earth Energy Designer – EED [7]. Programmet simulerer borehull med U-rør som er koblet opp mot varme- og kjølebehovet til en bygning. Det benyttes ofte som en første simulering av borehullslageret, før det gjøres mer detaljerte analyser av systemet [7]. Det vil ikke bli gitt en utdypende beskrivelse av hvordan koden bak programmet er utformet.

I denne oppgaven legges verdier for det grunnvarmebaserte anlegget på Ljan skole inn i programmet, for å se på temperaturen over borehullene over 25 år. Varmebehovet på 220 *MWh* fra Ljan skole, legges inn som grunnlast i EED. Det fordeles automatisk prosentvis utover året, fra september til mai. Varmepumpen gis en effektfaktor på 3. Egenskapene for arbeidsmediene, borehullene og grunnen på Ljan skole benyttes også som inndata, verdiene er tidligere gitt i tabell 3, 4, 7 og 9.

EED beregner energileveransen fra borehullene til å være 146,67 *MWh*, som beskrevet i avsnitt 4.2.1. Energitilførselen tilbake til borehullene er basert på simuleringene som er gjort i oppgaven av det grunnvarmebaserte systemet, for de fire ladekildene. Ladekildene leverer energi ved ulike effekter. Dette fører til ulik respons i borehullene. For å få frem disse ulikhetene er maksimal effekt på energileveransen lagt inn som “peak load” i EED. Det er utført en EED-simulering for hver ladekilde, og verdiene som er benyttet på energileveransen og maksimale effekt er beskrevet under avsnittene for hver av kildene i kapittel 5.

På Ljan skole er energibrønnene plassert slik at alle har en avstand på 7 *m* til de omkringliggende borehullene. I EED er det ikke mulig å simulere en slik konfigurasjon, og et rektangel på 4 · 6 brønner må derfor bli anvendt i simuleringen. På grunn av dette, settes avstanden mellom brønnene til 6,5 *m*. Det leveres kun energi til de ti indre borehullene på Ljan skole, men i EED-simuleringen er ikke dette mulig, og man må anta at energien tilføres alle de tjuefire brønnene. Dette gjør at massestrømmen ikke kan endres ut i fra driftssituasjon, men er konstant hele året. Den totale volumstrømmen gjennom borehullene blir satt til 11,5 *L/s*, mens energileveransen fra ladekildene er beregnet med en massestrøm på rundt 4 *L/s*.

EED gir midlere temperatur av inn- og utgående væske fra borehullene over lang driftstid. I denne oppgaven er 25 år benyttet. Om temperaturen synker, eller stiger, i løpet av driftstiden, avhenger av forholdet mellom hvor mye energi som trekkes ut-, og hvor mye energi som tilføres borehullene. På denne måten kan man se hvordan effektiviteten til systemet påvirkes over tid.

5 Energileveranse og termisk respons i borehullene

Simuleringer av de fire ladekildene i kombinasjon med borehull er gjennomført, og resultatene presenteres i avsnitt 5.1 til 5.4. Resultatene er delt inn etter ladekilde, og energileveransen til borehullene, antall driftstimer og energiforbruket til systemet presenteres. Det optimale tilfellet for hver ladekilde velges ut, og deretter beskrives resultatene fra en simulering av dette tilfellet i EED når “peak load” er inkludert. Matlab-koden for ladekildene og energiberegningene er inkludert i vedlegg D, og utdataene fra simuleringene i EED er lagt ved i vedlegg E. Resultatene diskuteres i avsnitt 5.5, og basert på dette blir den beste ladekilden valgt ut. Kapittelet avsluttes med å se på mulige feilkilder i oppgaven.

5.1 Bakkesolfanger som ladekilde

Effekten som leveres fra bakkesolfangeren til borehullene er basert på driftsdata fra anlegget på Ljan skole. Inndataene til den numeriske borehullsmodellen er spesifikk effekt W , i W/m . Det er gjort simuleringer for tre tilfeller, med ulike begrensninger for energileveransen til brønnene. I det første tilfellet, $W > 0$, sirkulerer arbeidsmediet konstant i kretsen under hele ladeperioden, slik som er tilfelle ved anlegget på Ljan skole.

Under parameterstudiet for den numeriske borehullsmodellen, ble det konkludert med at ladekilder som kunne levere høye effekter fungerte godt til å lade brønnene. For bakkesolfangeren er derfor kriteriet for energileveranse satt til $W > 10$ og $W > 20$, i de to siste tilfellene. Energileveranse til borehullene i MWh , energiforbruk i MWh og antall driftstimer per måned for de tre tilfellene er oppsummert i tabell 13.

Tabell 13: Levert energi fra bakkesolfangeren i MWh .

	$W > 0 W/m$			$W > 10 W/m$			$W > 20 W/m$		
	Q_{MWh}	W_{MWh}	h_{drift}	Q_{MWh}	W_{MWh}	h_{drift}	Q_{MWh}	W_{MWh}	h_{drift}
<i>mai</i>	27,744	0,683	744,0	23,498	0,335	364,8	19,964	0,225	245,3
<i>jun</i>	24,922	,661	720,0	25,346	0,448	487,5	18,937	0,246	267,8
<i>jul</i>	29,102	0,683	744,0	27,979	0,516	562,6	19,773	0,264	287,5
<i>aug</i>	28,405	0,683	744,0	26,025	0,511	556,2	17,338	0,238	258,6
<i>sep</i>	6,389	0,661	720,0	5,110	0,114	124,7	3,060	0,049	54,2
<i>tot</i>	116,562	3,371	3672,0	107,958	1,924	2095,8	79,072	1,022	1113,4

5.1.1 Energileveranse

Energileveransen fra bakkesolfangeren når $W > 0$ er oppsummert i den første kolonnen i tabell 13. Fra mai til og med september leverer den totalt 116,562 MWh til energibrønnene. 94,5 prosent av den totale energileveransen leveres fra mai til august, og mest energi leveres i juli. Innstrålt solenergi på Ljan skole er størst i

mai. Den høye energileveransen i juli viser at bakkesolfangeren ikke er avhengig av direkte solinnstråling, men at det er temperaturen i bakken og oppvarmingen av denne over flere sommermånedene som bidrar til høy energileveranse. Den totale energileveransen for $W > 10$ og $W > 20$, er henholdsvis 107,958 *MWh* og 79,072 *MWh*.

5.1.2 Driftstimer

Begrensningen på hvor stor spesifikk effekt som må til før det kan leveres energi til borehullene, gjenspeiler seg i antall arbeidstimer for sirkulasjonspumpen. For de tre tilfellene som er vist i tabell 13, har sirkulasjonspumpen flest arbeidstimer når $W > 0$. Da sirkulerer arbeidsmediet gjennom bakkesolfangeren og i borehullene alle de 3672 timene i ladeperioden. Av disse blir det levert energi i 2734,6 timer. Når begrensningen er satt til $W > 20$, er det kun 1113,4 timer i løpet av sommerperioden hvor den spesifikke effekten er høy nok til at det kan leveres energi fra bakkesolfangeren. Det betyr at det for $W > 0$, leveres energi med lavere spesifikk energi enn $20 W/m$ i over 1600 av driftstimene.

5.1.3 Energiforbruk

Når det skal leveres energi fra bakkesolfangeren til borehullene er det kun sirkulasjonspumpen som bruker primærenergi. Energiforbruket er et produkt av antall timer pumper arbeider, og effekten til pumpen. Pumpens effekt er basert på trykktapet og volumstrømmen i kretsen, samt virkningsgraden til pumpen. Pumpeeffekten er, for systemet med en bakkesolfanger som ladekilde, 0,918 *kW*. Tabell 13 viser energiforbruket til sirkulasjonspumpen for de tre tilfellene som er simulert med en bakkesolfanger som ladekilde. Med 3,371 *MWh* er det totale energiforbruket størst for $W > 0$, fordi sirkulasjonspumpen konstant sirkulerer arbeidsmediet i bakkesolfangeren gjennom hele ladeperioden.

5.1.4 Optimalt scenario

Med et energiuttak fra brønnene på 146,670 *MWh* i vintersesongen, er det ønskelig at energileveransen tilbake til brønnene tilsvarer samme mengde. Fra mai til september i 2012 leverer ikke bakkesolfangeren på Ljan skole nok energi til borehullene til å opprettholde energibalansen i systemet.

Energileveransen er basert på målte verdier fra 2012, og inkluderer derfor ikke variasjonene i klimaet fra år til år, slik som normalverdier gjør. Selv om bakkesolfangeren i 2012 ikke leverer tilstrekkelig med energi fra mai til september, vil den kanskje i et annet år levere mer enn nok energi. I denne oppgaven var ikke data fra flere år tilgjengelig, så den naturlige variasjonen fra år til år har ikke kunnet bli tatt med i beregningene.

For å oppnå ønsket energileveranse skaleres systemet opp. For å levere 146,670 *MWh*, for tilfellet der arbeidsmediet sirkuleres konstant, må energileveransen fra bakkesolfangeren øke 25,8 prosent. Det legges til grunn at dette gjøres ved å øke arealet til solfangeren med 25,8 prosent, samtidig som det er antatt at energiopptaket er like stort i alle områder av bakkesolfangeren. Antall driftstimer er konstant,

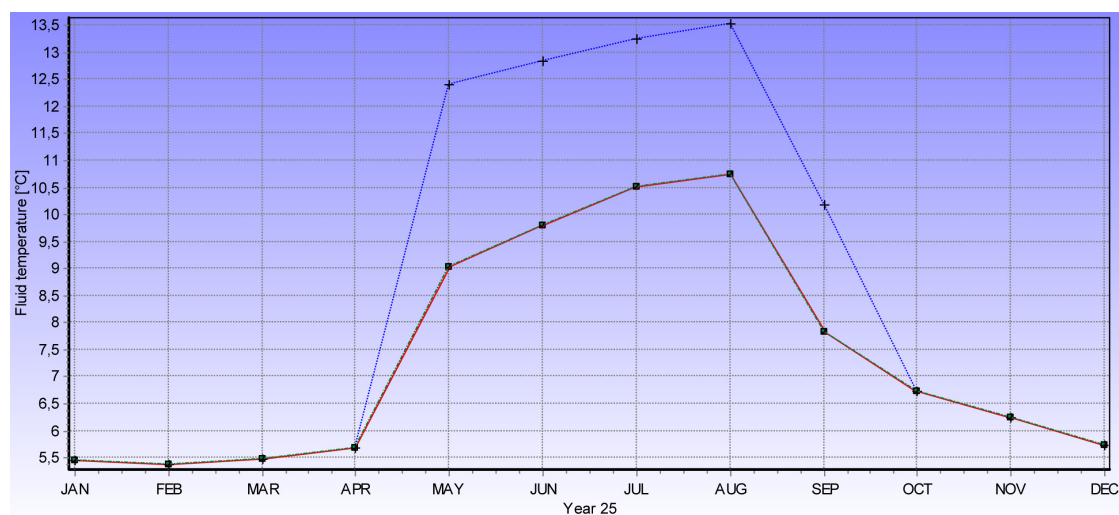
mens det er antatt at energiforbruket øker med 25,8 prosent på grunn av økt massestrøm og trykktap i systemet. De nye verdiene er vist i tabell 14. Energileveransen i tabellen benyttes som inndata i EED når anlegget med en bakkesolfanger som ladekilde simuleres over tid, resultatene fra dette presenteres i neste avsnitt.

Tabell 14: Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med bakkesolfanger som ladekilde.

	Q_{MWh}	W_{MWh}	<i>timer</i>
<i>mai</i>	34,910	0,859	744,0
<i>jun</i>	31,359	0,832	720,0
<i>jul</i>	36,619	0,859	744,0
<i>aug</i>	35,742	0,859	744,0
<i>sep</i>	8,039	0,832	720,0
<i>sum</i>	146,670	4,241	3672,0

5.1.5 Temperaturen i borehullene etter 25 års drift

Systemet med en bakkesolfanger som ladekilde er simulert i EED over 25 år. I figur 33 viser den røde linjen middeltemperaturen av inn- og utgående væske fra borehullene ved slutten av hver måned for “base load”, det 25. året systemet er i drift. I dette er det antatt at energileveransen fra bakkesolfangeren hver måned er fordelt likt utover alle månedens timer. Figuren gjelder for 24 borehull, hvor massestrømmen gjennom hvert borehull er konstant hele året. Det betyr at energien fra bakkesolfangeren tilføres alle de tjuefire brønnene, isteden for de ti indre borehullene som er tilfelle ved Ljan skole. Se vedlegg E for inn- og utdata fra simuleringen.



Figur 33: Middeltemperaturen i borehullet ved utgangen av hver måned det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).

Middeltemperaturen øker fra begynnelsen av mai, når tilførselen av energi til borehullene starter. Deretter stiger middeltemperaturen jevnt til slutten av august,

hvor $10,74\text{ }^{\circ}\text{C}$ er den høyeste middeltemperaturen i løpet av året. Ved utgangen av september har middeltemperaturen sunket til $7,84\text{ }^{\circ}\text{C}$, fordi det tilføres lite energi til borehullene, samtidig som uttaket av energi fra borehullene har startet. Den laveste middeltemperaturen, $5,38\text{ }^{\circ}\text{C}$, kommer i slutten av februar.

Energileveransen fra bakkesolfangeren er ikke konstant hver time gjennom en hel måned. Det er derfor valgt å inkludere verdier for “peak load” for energileveransen til borehullene i EED. Det vil si å inkludere den maksimale effekten som bakkesolfangeren leverer energi med, og hvor mange timer dette kan skje i løpet av et døgn. Basert på simuleringene av bakkesolfangeren som ladekilde i Matlab er maksimal effekt levert til borehullene fra bakkesolfangeren satt til 115 kW fra mai til august, og 60 kW i september. Det er antatt at effektene maksimalt kan leveres i 12 timer fra mai til august, og 6 timer i september.

Den blåe linjen i figur 33 viser hvordan middeltemperaturen for inn- og utgående væske fra borehullene ser ut i de timene den største effekten leveres til borehullene. Den maksimale middeltemperaturen blir her $13,53\text{ }^{\circ}\text{C}$ i slutten av august. Det er cirka $2,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ høyere enn for “base load”. Siden det hvert år tilføres like mye energi til borehullene som det som tas ut, vil temperaturprofilen se ut som den i figur 33 hvert år. Den største og minste middeltemperaturen vil også være lik hvert år, i de 25 årene som anlegget simuleres.

5.2 Platesolfanger som ladekilde

I simuleringen med en platesolfanger som ladekilde, er det temperaturen på væsken som leveres fra solfangeren som benyttes som inndata til borehullsmodellen. Observasjoner for solinnstrålingen og utetemperaturen i 2012 benyttes i simuleringen. Temperaturen på væsken ut av platesolfangeren beregnes ved hjelp av ligning (29), som gir momentanvirkningsgraden til solfangeren. Deretter brukes denne i ligning (30) sammen med massestrømmen, solinnstråling og inngående temperatur på væsken som kommer fra borehullene, for å beregne temperaturen ut av solfangeren.

Simuleringene med en platesolfanger som ladekilde er gjort for tre tilfeller, som beskrives ut i fra massestrøm per borehull, og antall solfangerpanel per borehull. Det første tilfellet er med en massestrøm gjennom solfangerpanelet på $0,0177\text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$, med 14 panel per borehull. Da blir massestrømmen per borehull $0,46\text{ kg/s}$. Nødvendig pumpeeffekt i systemet er $0,487\text{ kW}$. I tilfelle to økes massestrømmen gjennom hvert borehull til $0,70\text{ kg/s}$, samtidig som antall solfangerpanel per borehull er 14 stykk. Da blir massestrømmen gjennom hvert solfangerpanel også større, og pumpeeffekten blir $1,436\text{ kW}$.

I det tredje tilfellet er massestrømmen gjennom hvert solfangerpanel $0,0177\text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$, samtidig som antall solfangerpanel per borehull økes til 21. Massestrømmen per borehull blir i dette tilfellet $0,70\text{ kg/s}$, og pumpeeffekten i systemet blir $1,434\text{ kW}$. Energileveransen og energiforbruket per måned for de tre tilfellene er vist i tabell 15. Antall driftstimer er likt for de tre tilfellene fordi alle har et krav om at solinnstrålingen må være større enn 200 W/m^2 før de kan levere energi. Antall driftstimer per måned er oppsummert i tabell 16.

Tabell 15: Levert energi fra solfangeren til borehullene i MWh .

\dot{m} /brønn	0,46 kg/s		0,70 kg/s		0,70 kg/s	
panel/brønn	14		14		21	
	Q_{MWh}	W_{MWh}	Q_{MWh}	W_{MWh}	Q_{MWh}	W_{MWh}
<i>mai</i>	27,521	0,110	27,443	0,325	40,156	0,324
<i>jun</i>	17,004	0,073	16,953	0,213	24,851	0,214
<i>jul</i>	14,932	0,067	14,885	0,200	21,824	0,199
<i>aug</i>	19,303	0,087	19,247	0,254	28,173	0,254
<i>sep</i>	13,924	0,071	13,882	0,210	20,311	0,211
<i>tot</i>	92,684	0,408	92,410	1,202	135,315	1,202

5.2.1 Energileveranse

Når massestrømmen gjennom hvert borehull er $0,46 \text{ kg/s}$ og antall solfangerpanel per borehull er 14, blir den totale energileveransen til borehullene fra mai til september $92,684 \text{ MWh}$. Energileveransen per måned er vist i tabell 15. Innstrålt solenergi var i 2012 størst i mai, som vist i tabell 5, som gjenspeiler seg i at energileveransen fra platesolfangeren også er størst denne måneden. Energileveransen fra platesolfangeren i september utgjør 15 prosent av den totale energileveransen i ladeperioden.

I tilfelle to er massestrømmen $0,70 \text{ kg/s}$ per borehull og antall solfangerpanel per borehull er 14. Da blir massestrømmen gjennom hvert solfangerpanel også større. Den økte massestrømmen bidrar ikke til økt energileveranse. Dette er fordi temperaturøkningen i væsken som strømmer gjennom solfangeren ikke blir like stor ved en høy massestrøm, som ved en lavere massestrøm. Den totale energileveransen i dette tilfellet er $92,410 \text{ MWh}$.

Ved å øke antall solfangerpanel til 21 stykk per borehull, samtidig som massestrømmen per borehull er $0,70 \text{ kg/s}$ øker også energileveransen. Den totale energileveransen i ladeperioden blir i dette tilfellet $135,315 \text{ MWh}$, som er 11 MWh lavere enn den ønskede energileveransen til brønnene på $146,670 \text{ MWh}$.

5.2.2 Driftstimer

I denne oppgaven er det bestemt at platesolfangeren kan levere energi til borehullene når solinnstrålingen er større enn 200 W/m^2 . I løpet av sommeren 2012 oppfylles dette kriteriet i $837,6$ timer. Fordelingen av driftstimer per måned er vist i tabell 16. Antall timer solfangeren leverer energi er likt for de tre tilfellene beskrevet i denne oppgaven.

For de tre tilfellene som er simulert, er energileveransen til borehullene desidert størst i mai. Dette er også måneden med flest driftstimer. Platesolfangeren leverer energi til borehullene i $226,1$ timer i mai. Solfangeren har færrest driftstimer i juli, hvor den kun leverer energi til borehullene i $138,7$ timer.

Tabell 16: Antall driftstimer for sirkulasjonspumpen.

	$I_T > 200$
t_{mai}	226,1
t_{jun}	149,0
t_{jul}	138,7
t_{aug}	177,2
t_{sep}	146,6
t_{tot}	837,6

5.2.3 Energiforbruk

Siden antall timer platesolfangeren leverer energi er likt for de tre tilfellene, er det trykktapet i systemet som vil gi utslag på energiforbruket ved energileveranse. Trykktapet øker med økende massestrøm, noe som gjør at det totale energiforbruket til de to tilfellene med en massestrøm på $0,70 \text{ kg/s}$ per borehull er nesten tre ganger så stort som for tilfellet med en massestrøm på $0,46 \text{ kg/s}$ per borehull. Energiforbruket er $1,202 \text{ MWh}$ med en massestrøm på $0,70 \text{ kg/s}$ og $0,408 \text{ MWh}$ for en massestrøm på $0,46 \text{ kg/s}$. Selv om tilfellet med 21 solfangerpanel og en massestrøm per borehull på $0,70 \text{ kg/s}$ har det høyeste energiforbruket, er det også denne konfigurasjonen som leverer mest energi til borehullene.

5.2.4 Gjennomsnittlig virkningsgrad

Tabell 17 viser gjennomsnittlig virkningsgrad i sommerperioden for de tre konfigurasjonene som er simulert med en platesolfanger som ladekilde. Innstrålt solenergi på Ljan skole er i tabell 5 beregnet til å være $606,5 \text{ kWh/m}^2$ fra mai til september i 2012. Ved å multiplisere dette med solfangerarealet, har man hvor mye energi som platesolfangeren optimalt kan ta opp. Ved å dividere den totale energileveransen fra tabell 15 på denne verdien, får man gjennomsnittlig virkningsgrad for perioden mai–september. De høyeste virkningsgradene oppnås for de to tilfellene med minst solfangerareal. Da er gjennomsnittlig virkningsgrad rett over 0,58. Antall solfangerpanel per borehull er 14 stykk, som gir et absorberareal på $261,8 \text{ m}^2$. Verdiene er vist i kolonne 1 og 2 i tabell 17.

Tabell 17: Gjennomsnittlig virkningsgrad for platesolfangeren i ladeperioden.

$\dot{m}/\text{brønn}$	0,46 kg/s	0,70 kg/s	0,70 kg/s
panel/brønn	14	14	21
η_{sf}	0,584	0,582	0,568

5.2.5 Optimalt scenario

Når massestrømmen gjennom solfangeren er $0,70 \text{ kg/s}$ og antall panel per borehull er 21 stykk, leveres det mest energi til borehullene av de tre tilfellene som er simulert. Energiforbruket er $0,8 \text{ MWh}$ større, enn for en massestrøm på $0,46 \text{ kg/s}$ per borehull, men økningen i energileveranse på cirka 42 MWh veier opp for dette.

Siden det kun er en sirkulasjonspumpe som krever energi, er heller ikke forbruket av primærenergi så stort.

Energileveransen fra platesolfangeren kunne blitt større dersom det ble installert flere panel per borehull. 21 panel per borehull dekker et takareal på $426,3 \text{ m}^2$, som det er antatt at er plassert direkte mot sør. Solfangerarealet tilsvarer nesten 30 prosent av det totale takarealet på Ljan skole. Fasaden på Ljan skole er fre-det, så for denne spesifikke skolen kunne ikke solfangeren blitt plassert på taket. Energileveransen kan også bli annerledes dersom panelene plasseres i serie, eller i en kombinasjon av serie og parallell, som ikke er undersøkt i denne oppgaven.

For å oppnå en energileveranse på $146,670 \text{ MWh}$, må antall solfangerpanel per borehull øke med 8,4 prosent fra tilfellet med 21 panel per borehull. Energileveransen, energiforbruket og antall driftstimer per måned for dette er vist i tabell 18. Energileveransen øker til en totalverdi på $146,668 \text{ MWh}$, samtidig som energiforbruket øker til $1,303 \text{ MWh}$. Energileveransen fra scenarioet beskrevet i tabell 18 er lagt inn som “base load” i EED og simulert over 25 år. Resultatene fra dette blir presentert i neste avsnitt.

Tabell 18: Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med platesolfanger som ladekilde.

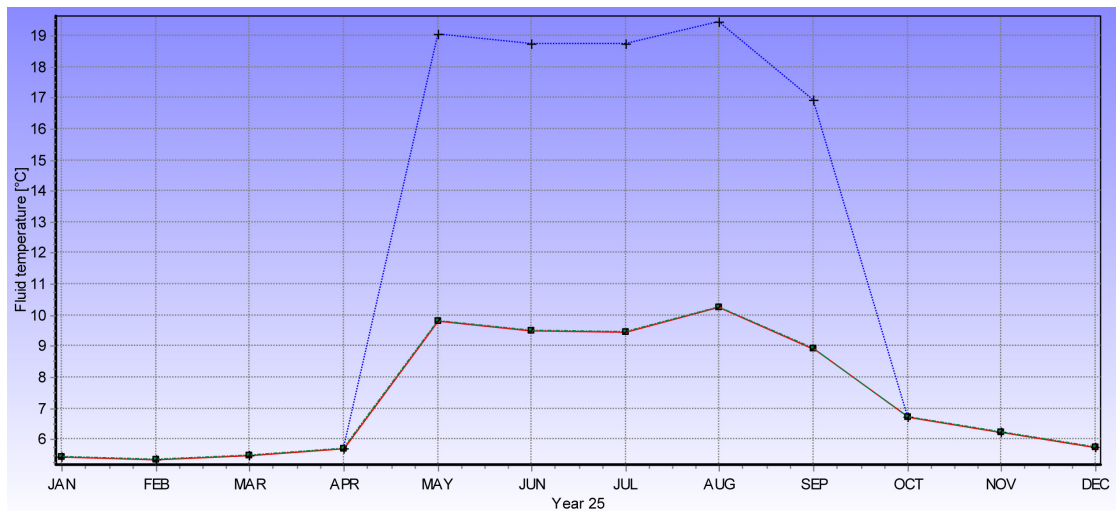
	Q_{MWh}	W_{MWh}	timer
<i>mai</i>	43,525	0,351	226,1
<i>jun</i>	26,936	0,232	149,0
<i>jul</i>	23,655	0,216	138,7
<i>aug</i>	30,537	0,275	177,2
<i>sep</i>	22,015	0,229	146,6
<i>sum</i>	146,668	1,303	837,6

5.2.6 Temperaturen i borehullene etter 25 års drift

Varmebehovet fra Ljan skole og energileveransen fra platesolfangeren per måned, som vist i tabell 18, er lagt inn og simulert i EED. Figur 34 viser i rødt middeltemperaturen av inn- og utgående væske fra borehullene for “base load” ved utgangen av hver måned etter 25 år i drift. Inn- og utdataene for simuleringen i EED ligger i vedlegg E.

Dersom platesolfangeren hvert år leverer energi med profilen som er funnet i denne oppgaven, stiger middeltemperaturen over borehullene hvert år kraftig fra slutten av april til slutten av mai. Deretter synker den litt mot slutten av juni og juli, grunnet lavere energileveranse enn i mai. I august stiger den igjen, og middeltemperaturen for “base load” er med $10,26 \text{ }^\circ\text{C}$ på sitt høyeste i slutten av august.

Ved utgangen av september har middeltemperaturen sunket til $8,93 \text{ }^\circ\text{C}$, på grunn av lavere energileveranse til borehullene og fordi uttaket av energi fra brønnene har startet. Den laveste middeltemperaturen, $5,35 \text{ }^\circ\text{C}$, finner man i slutten av februar. Siden energitilførselen er like store som energiuttaket, ser profilen for middeltemperaturen tilnærmet lik ut som i figur 34 hvert år de 25 årene dette systemet er simulert.



Figur 34: Middeltemperaturen over borehullet det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).

For “base load” antas det at energileveransene per måned fra platesolfangeren til borehullene er fordelt likt over hver time i måneden. Platesolfangeren leverer kun energi når solinnstrålingen er over 200 W/m , så denne antagelsen er ikke riktig. I EED er det derfor inkludert en “peak load” av energileveransen, som er basert på simuleringen av systemet i Matlab.

Maksimal effekt på energileveransen fra platesolfangeren er 275 kW fra mai til august, og 225 kW i september. Antall timer denne maksimalt kan leveres er antatt å være antall driftstimer per måned dividert på dager i måneden. Inndataene til dette er også vist i vedlegg E. Middeltemperaturen av inn- og utgående væske fra borehullene når maksimal effekt er inkludert i EED, er vist i blått i figur 34. Dette gir en middeltemperatur i slutten av august på $19,44 \text{ °C}$, som er hele 9 °C høyere enn for den maksimale middeltemperaturen i “base load”.

5.3 Uteluft som ladekilde

I systemet med uteluft som ladekilde, er det en tørrkjøler som overfører energi til væsken fra borehullene. Simuleringene for energileveranse fra tørrkjøleren er gjort med tre ulike grenser på temperaturdifferansen mellom uteluften, og arbeidsmediet fra borehullene. Temperaturdifferansen for de tre tilfellene må være større enn 3, 4 eller 5 K . Ved en temperaturdifferanse mellom uteluften og væsken fra borehullene på 3 K leveres det en effekt på $13,8 \text{ W/m}$ til borehullene. Effekten levert per meter av borehullet øker når temperaturdifferansen mellom de to fluidene øker, og ved 5 K er effekten $22,9 \text{ W/m}$. Resultatene fra de tre simuleringene er vist i tabell 19, hvor energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer per måned er oppført.

5.3.1 Energileveranse

Energileveransen til borehullene er størst når grensen for energileveranse fra tørrkjøleren er satt til $DT > 3$. Den totale energileveransen blir for dette tilfellet

Tabell 19: Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer per måned for tre tilfeller med uteluft som ladekilde

	$DT > 3$			$DT > 4$			$DT > 5$		
	Q_{MWh}	W_{MWh}	h_{drift}	Q_{MWh}	W_{MWh}	h_{drift}	Q_{MWh}	W_{MWh}	h_{drift}
<i>mai</i>	16,034	1,626	327,0	14,605	1,308	263,0	12,868	1,021	205,5
<i>jun</i>	29,507	2,454	493,8	28,169	2,114	425,3	26,432	1,798	361,6
<i>jul</i>	32,400	2,881	579,4	30,864	2,470	496,9	29,114	2,119	426,2
<i>aug</i>	28,414	2,576	518,2	26,902	2,181	438,8	24,922	1,816	365,3
<i>sep</i>	11,303	1,323	266,2	9,906	1,004	202,0	8,367	0,743	149,5
<i>tot</i>	117,658	10,860	2184,6	110,446	9,077	1826,0	101,703	7,497	1508,1

117,658 MWh i ladeperioden. Energileveransen per måned og totalleveransen i MWh er oppsummert i tabell 19. Energileveransen minker rundt 7 MWh når grensen for temperaturdifferansen økes til 4 K , og minker igjen 8,7 MWh når den økes til 5 K . Mellom $DT > 3$ og $DT > 5$ er forskjellen i energileveranse rundt 16 MWh .

For alle de tre tilfellene er energileveransen størst i juli. Dette er også måneden hvor gjennomsnittstemperaturen på uteluften er høyest. Minst energi leveres i september, hvor det er rimelig å anta at lufttemperaturen er synkende og det er færre timer med høy temperaturdifferanse mellom uteluften og væsken fra borehullene.

5.3.2 Driftstimer

Tabell 19 viser også antall timer sirkulasjonspumpen og viftene i tørrkjøleren er i drift for å levere energi til borehullene. Driftstiden er høyere, jo lavere begrensningen på temperaturdifferansen mellom fluidene er. For en temperaturdifferanse på $DT > 3$, leverer tørrkjøleren energi i 2184,6 timer. Når begrensningen settes til $DT > 4$ eller $DT > 5$, har tørrkjøleren færre driftstimer, henholdsvis 1826,0 og 1508,1. Det leveres energi i nesten 700 timer mer for $DT > 3$ enn $DT > 5$, men energileveransen i disse timene utgjør kun 16 MWh . For alle de tre tilfellene vil det i lengre perioder leveres energi med lav effekt til borehullene.

5.3.3 Energiforbruk

Når borehullene lades med energi fra uteluften, forbruker tørrkjøleren og sirkulasjonspumpen energi. Viftene i tørrkjøleren kan frekvensreguleres, men i denne oppgaven reguleres ikke hastigheten under ladeperioden. Energiforbruket per måned for de tre tilfellene er vist i tabell 19.

Energiforbruket er størst for $DT > 3$, som også har flest driftstimer og leverer mest energi til borehullene. I forhold til $DT > 5$, bruker $DT > 3$ cirka 45 prosent mer primærenergi på å levere rundt 16 MWh mer energi til borehullene. Energiforbruket for denne ladekilden er totalt sett mye større enn for bakkesolfangeren og platesolfangeren, fordi den har to komponenter som krever energi – både sirkulasjonspumpen, og viftene i tørrkjøleren.

5.3.4 Optimalt scenario

Ingen av tilfellene med uteluft som ladekilde gir en energileveranse som tilsvarer den ønskede energileveransen til borehullene på 146,670 MWh . For å oppnå dette, kunne tørrkjøleren vært dimensjonert annerledes. For eksempel større varmeoverføringsareal, eller flere vifter. Samtidig hadde energiforbruket økt, noe som heller ikke er ønskelig.

Ut i fra tørrkjøleren som er designet, leveres det mest energi når grensen for temperaturdifferansen mellom fluidene settes til 3 K . Med denne temperaturgrensen trengs det 1,25 tørrkjølere for å levere 146,670 MWh til borehullene på Ljan skole. Verdiene for energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for en tørrkjøler som er 25 prosent større enn i tidligere beregninger, er oppsummert i tabell 20. Verdiene som er gitt for energileveransen i tabell 20 simuleres som “base load” i EED for å se hvordan borehullene med uteluft som ladekilde reagerer over lang tid. Resultatene blir presentert i neste avsnitt.

Tabell 20: Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med uteluft som ladekilde.

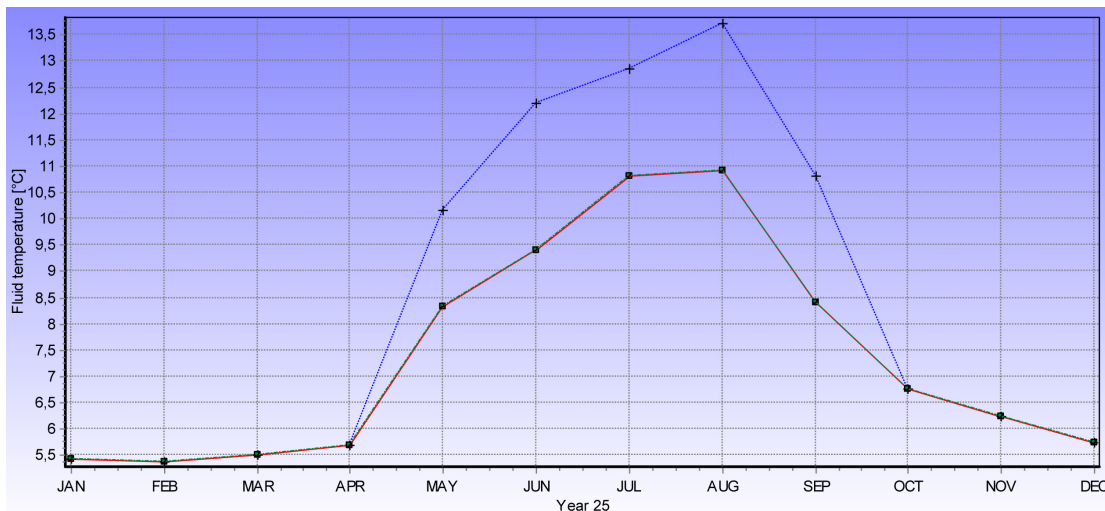
	Q_{MWh}	W_{MWh}	$timer$
<i>mai</i>	19,988	2,027	327,0
<i>jun</i>	36,783	3,059	493,8
<i>jul</i>	40,390	3,591	579,4
<i>aug</i>	35,421	3,211	518,2
<i>sep</i>	14,090	1,649	266,2
<i>sum</i>	146,672	13,538	2184,6

5.3.5 Temperaturen i borehullene etter 25 års drift

Systemet med uteluft som ladekilde er simulert i EED over 25 år. I figur 35 vises middeltemperaturen av inn- og utgående væske til de 24 borehullene i rødt, det 25. året anlegget er i drift. Profilen for energileveranse fra uteluften gir en middeltemperatur som er økende fra slutten av april til slutten av august.

Den høyeste middeltemperaturen, 10,91 $^{\circ}C$, finner sted i slutten av august. Deretter synker den til 8,40 $^{\circ}C$ til slutten av september. Februar er måneden hvor middeltemperaturen er lavest ved slutten av måneden med 5,38 $^{\circ}C$. Siden det leveres like mye energi fra uteluften til borehullene som det som tas ut av dem, vil temperaturprofilen til borehullene være lik som i figur 35 hvert år.

Den blå linjen i figur 35 viser middeltemperaturen når “peak load” for energileveransen er lagt inn i EED. Basert på simuleringen i Matlab av uteluft som ladekilde leveres det en maksimal effekt på 105 kW i juni, juli og august. Det er antatt at den maksimalt leveres i 8 timer. Inn- og utdataene for dette finnes i vedlegg E. Middeltemperaturen for “peak load” er på sitt største i slutten av august med 13,72 $^{\circ}C$, hvor den nesten er 3 $^{\circ}C$ høyere enn for middeltemperaturen i “base load”.



Figur 35: Middeltemperaturen over borehullene det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).

5.4 Ventilasjonsluft som ladekilde

Systemet med ventilasjonsluft som ladekilde, er simulert for tre luftmengder gjennom skolebygningen i sommerferien. Tabell 21 viser energileveransen og energiforbruket per måned for de tre luftmengdene på 7,89, 10,14 og 12,40 m^3/s . Antall driftstimer per måned er likt for de tre tilfellene, og er oppsummert i tabell 22.

Tabell 21: Energileveranse og energiforbruk for tre tilfeller med ventilasjonsluft som ladekilde.

\dot{V}	7,89 m^3/s		10,14 m^3/s		12,40 m^3/s	
	Q_{MWh}	W_{MWh}	Q_{MWh}	W_{MWh}	Q_{MWh}	W_{MWh}
<i>mai</i>	4,714	0,261	6,060	0,261	7,407	0,261
<i>jun</i>	17,302	0,829	21,716	0,985	26,052	1,347
<i>jul</i>	36,463	2,239	42,518	3,206	48,091	5,448
<i>aug</i>	24,690	1,390	29,830	1,858	34,754	2,943
<i>sep</i>	3,234	0,284	4,158	0,285	5,082	0,285
<i>tot</i>	86,403	5,003	104,282	6,595	121,386	10,284

5.4.1 Energileveranse

Det er luftmengden gjennom ventilasjonssystemet på 12,40 m^3/s som leverer mest energi til borehullene i ladeperioden. Den totale energileveransen er 121,386 MWh . For en luftmengde på 10,14 m^3/s er den totale energileveransen 104,282 MWh . Totalleveransen av energi til borehullene for en luftmengde på 7,89 m^3/s er kun 86,403 MWh .

For alle tilfellene leveres det mest energi til borehullene i juli og august. I mai og september leveres det minst energi. Da er heller ikke ventilasjonsanleggets hovedformål å levere energi til borehullene, men å tilføre frisk luft til bygningen. All

tilførsel av energi i mai og september skjer ved et lavt forbruk av primærenergi, fordi ventilasjonsanlegget uansett er i drift, og er dermed et positivt bidrag til den totale energileveransen.

5.4.2 Driftstimer

Ventilasjonsluftprofilen er basert på simuleringer av skolebygningen i SIMIEN. I det programmet er det valgt at ventilasjonsanlegget enten skal være PÅ, eller AV. Under normal drift er ventilasjonsanlegget PÅ fra klokken 7 til klokken 17 på hverdager. I sommerferien er det valgt at ventilasjonsanlegget skal være PÅ i 14 driftstimer hver dag. Antall driftstimer per måned er oppsummert i tabell 22. Det antatt at sirkulasjonspumpen er i drift når ventilasjonsanlegget er PÅ, uansett om temperaturen på avtrekksluften er tilstrekkelig til å levere energi eller ikke.

Tabell 22: Antall driftstimer for ventilasjonsanlegget og sirkulasjonspumpen.

t_{mai}	99,9
t_{jun}	249,4
t_{jul}	434,0
t_{aug}	327,7
t_{sep}	109,0
t_{tot}	1220,0

5.4.3 Energiforbruk

Ventilasjonsluft som ladekilde krever primærenergi til å sirkulere væsken i borehullene, og til å kjøre ventilasjonsanlegget når det normalt sett skulle vært avslått. I tillegg kreves det litt ekstra primærenergi for økt motstand i ventilasjonsanlegget, på grunn av varmeveksleren mot borehullene når borehullene tilføres energi under normal driftstid. Dette skjer dersom temperaturen på avtrekksluften er over 17 °C.

Energiforbruket på luftsiden av systemet beregnes ved hjelp av spesifikk vifteeffekt, og sirkulert luftmengde i bygningen. I avsnitt 4.6.3 er spesifikk vifteeffekt for de ulike luftmengdene oppsummert i tabell 12. På væskesiden er trykktapet gjennom borehullene og varmeveksleren beregnet til henholdsvis 68,9 *kPa*, og 66,8 *kPa*. Nødvendig pumpeeffekt for sirkulasjonspumpen er 0,771 *kW*.

Energiforbruket som kreves for å lade brønnene med ventilasjonsluft, er oppsummert i tabell 21 for de tre luftmengdene. Det kreves minst primærenergi, 5,003 *MWh*, for å sirkulere den minste luftmengden. Det er også ved denne luftmengden det leveres minst energi til borehullene. For den største luftmengden, 12,40 m^3/s , er energiforbruket dobbelt så stort som for den minste. Antall driftstimer er likt for de tre luftmengdene, så det er kun energimengden som kreves for å sirkulere luften gjennom bygningen som gjør at det totale energiforbruket til de tre luftmengdene blir ulikt.

Forbruket av primærenergi er forholdsvis stor for ventilasjonsluft som ladekilde, da luften skal sirkulere gjennom hele skolebygningen. En måte å redusere energiforbruket på, er å optimalisere driften til ventilasjonssystemet i ferien, for eksempel ved hjelp av innetemperaturen. Da kunne man unngått at anlegget sirkulerer luft gjennom bygningen uten at temperaturen i luften er tilstrekkelig til å tilføre energi til borehullene.

5.4.4 Optimalt scenario

En luftmengde gjennom ventilasjonsanlegget i sommerferien på $12,40 \text{ m}^3/\text{s}$ gir størst energileveranse til borehullene. Den er $121,386 \text{ MWh}$ med et energiforbruk på $10,284 \text{ MWh}$. For å oppnå ønsket energileveranse på $146,670 \text{ MWh}$, må varmeveksleren som er installert skaleres opp med 20,8 prosent. Dette er gjort, og energileveransen, energiforbruket og antall driftstimer for dette scenarioet er vist i tabell 23.

Tabell 23: Energileveranse, energiforbruk og antall driftstimer for det optimale scenarioet med ventilasjonsluft som ladekilde.

	Q_{MWh}	W_{MWh}	<i>timer</i>
<i>mai</i>	8,950	0,315	99,9
<i>jun</i>	31,479	1,628	249,4
<i>jul</i>	58,108	6,583	434,0
<i>aug</i>	41,993	3,556	327,7
<i>sep</i>	6,141	0,344	109,0
<i>sum</i>	146,671	12,426	1220,0

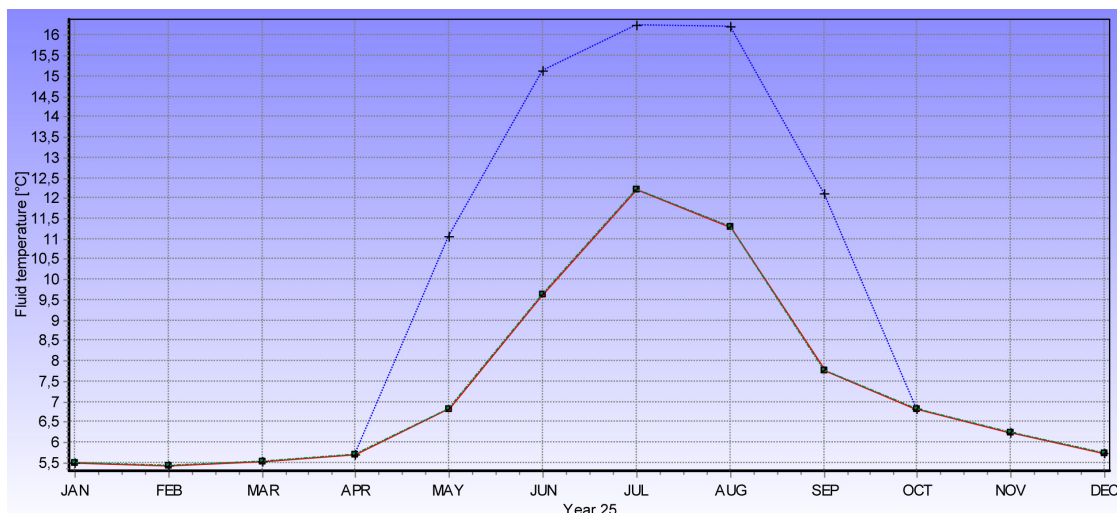
Energileveransen i tabell 23 benyttes som inndata i en EED-simulering, for å se på responsen til borehullene over 25 år. Resultatene fra simuleringen presenteres i neste avsnitt.

5.4.5 Temperaturen i borehullene etter 25 års drift

Middeltemperaturen av inn- og utgående væske fra borehullene for “base load” i år 25 er vist i rødt i figur 36. Ventilasjonsluften leverer mest energi til borehullene i juli, og ved slutten av denne måneden er middeltemperaturen i år 25 på sitt høyeste med $12,20 \text{ }^\circ\text{C}$. Middeltemperaturen stiger fra slutten av april og frem til juli. Deretter synker den til $11,29 \text{ }^\circ\text{C}$ i slutten av august, og $7,75 \text{ }^\circ\text{C}$ i slutten av september.

Den laveste middeltemperaturen i borehullene finner sted i slutten av februar, og er på $5,42 \text{ }^\circ\text{C}$. Med et energiuttak fra borehullene som er like stort som energitilførselen, vil profilen for middeltemperaturen for “base load” hvert år se ut som i figur 36, med den lavest verdien på middeltemperaturen i februar, og den høyeste i slutten av juli.

Fra simuleringene av ventilasjonsluft som ladekilde i Matlab er det funnet at maksimal effekt levert fra luften i ventilasjonsanlegget er rundt 180 kW . Det er antatt



Figur 36: Middeltemperaturen over borehullet det 25. året systemet er i drift, for “base load” (rød) og “peak load” (blå).

at dette maksimalt leveres i 8 timer per dag. Når dette inkluderes i EED gis middeltemperaturen på inn- og utgående væske fra borehullene for “peak load”. Den er vist i blått i figur 36. Dette resulterer i en maksimal middeltemperatur, på 16,25 °C i slutten av juli, som er 4 °C mer enn den maksimale middeltemperaturen for “base load”.

5.5 Diskusjon

Tilfellene hvor hver ladekilde leverer ønsket energimengde til borehullene i løpet av ladeperioden er vist i tabell 37. En sammenligning mellom ladekildene gjennomføres i det kommende delkapittelet, og baseres på energileveranse, antall driftstimer, energiforbruk og simuleringen av systemene i EED. Dette gir grunnlaget for å kunne velge den ladekilden som passer best til å lade borehullene, ved de forholdene som er lagt til grunn i denne oppgaven.

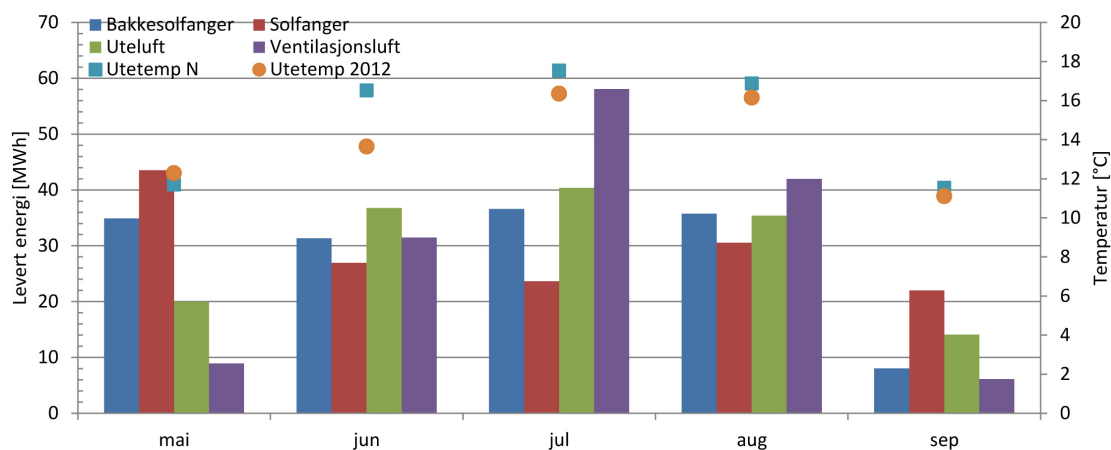
Tabell 24: Ladekilder oppsummert.

	Q [MWh]	W [MWh]	<i>driftstimer</i>
<i>Bakkesolfanger</i>	146,670	4,241	3672,0
<i>Solfanger</i>	146,668	1,303	837,6
<i>Uteluft</i>	146,672	13,538	2184,6
<i>Ventilasjonsluft</i>	146,671	12,426	1220,0

5.5.1 Energileveranse

Alle ladekildene leverer en energimengde på 146,670 *MWh* til borehullene i løpet av ladeperioden. Figur 37 viser hvordan energileveransen fra hver ladekilde er fordelt per måned. De turkise firkantene viser gjennomsnittlig utetemperatur per måned

basert på normalverdier fra SIMIEN. De oransje punktene gir gjennomsnittlig utetemperatur per måned i 2012, hentet fra klima.



Figur 37: Energileveranse per måned for ladekildene.

Platesolfangeren har sin største energileveranse i mai, og det er også den største energileveransen av alle ladekildene denne måneden. Grunnen til dette er at platesolfangeren er direkte avhengig av solinnstrålingen, og i 2012 var innstrålt solenergi ved Ljan skole størst i mai. De tre andre ladekildene er mer avhengig av temperaturen, både i luften og i bakken. Av månedene som er med i ladeperioden, er den gjennomsnittlige utetemperaturen lavest i mai og september. Det er grunnen til at de temperaturavhengige ladekildene verken har mai eller september som måneden hvor de leverer mest energi. De har alle størst energileveranse når den gjennomsnittlige utetemperaturen er på sitt høyeste, altså i juli. Da leverer bakkesolfangeren, uteluft og ventilasjonsluft alle mer energi til borehullene enn platesolfangeren. Platesolfangeren har sin nest laveste energileveranse i juli.

Bakkesolfangeren, blå søyler i figur 37, leverer hovedsakelig energi til borehullene fra mai til august. I september leverer bakkesolfangeren, i forhold resten av månedene, nesten ingenting. Det er en følge av at den gjennomsnittlige utetemperaturen synker mye fra august til september, samtidig som solinnstrålingen minker. For uteluft og ventilasjonsluft som ladekilder er også energileveransen til borehullene i september liten i forhold til resten av månedene i ladeperioden. For uteluft som ladekilde leveres det hovedsakelig energi til borehullene fra mai til august, mens det for ventilasjonsluft hovedsakelig leveres energi fra juni til august.

Platesolfangeren er den eneste ladekilden som har betydelig energileveranse i september. I denne måneden er innstrålt solenergi på Ljan skole $90,8 \text{ kWh/m}^2$. Tabell 25 viser innstrålt solenergi på Ljan skole utenfor ladeperioden. I mars er innstrålt solenergi like stor som i september, mens den i april er rundt 14 kWh/m^2 mer. Hvis driftsperioden til platesolfangeren utvides til mars og april, kan den levere rundt 44 MWh mer energi til systemet. Hvis dette benyttes til å lade borehullene, kan det totale solfangerarealet reduseres, slik at investeringskostnaden blir lavere.

Hvis solfangerarealet opprettholdes, eller økes, samtidig som ladeperioden utvides, kan overskuddsenergien benyttes til for eksempel oppvarming av varmtvann eller som energileveranse til en varmepumpe. Hvis platesolfangeren er del av et komplisert system hvor energien alltid leveres der det er behov for den, til varmtvann,

Tabell 25: Innstrålt solenergi på Ljan skole i kWh/m^2 utenfor ladeperioden.

	$[kWh/m^2]$
Mars	89,1
April	104,1
Oktober	33,9

oppvarming via en varmepumpe eller til å lade borehullene, vil komponenten utnyttes optimalt. Systemet vil få en økt virkningsgrad ved at forbruket av primærenergi til vannoppvarming går ned, og erstattes av fornybar energi. Borehullene vil også bli spart for energiuttak dersom platesolfangeren kan levere energi til varmepumpen i for eksempel mars og april. Mindre energi må tilbakeføres til borehullene, og mer kan brukes til for eksempel varmtvannsoppvarming.

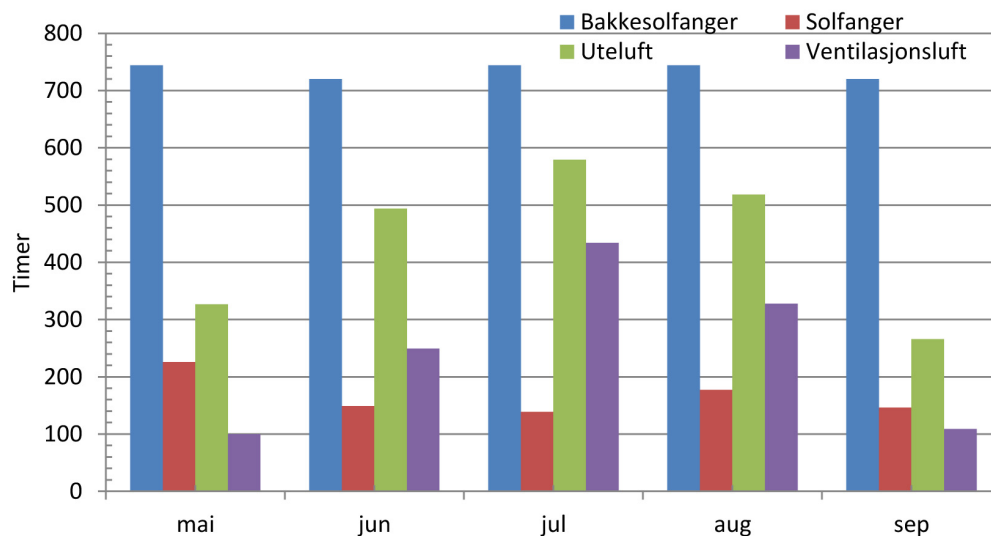
Utfordringen ved å ha et slikt komplisert system er å drifte det optimalt. Hvis arbeidstiden til platesolfangeren øker med to til tre måneder fra den opprinnelige ladeperioden, må helningsvinkelen på panelene være annerledes enn om de hovedsakelig skal benyttes fra mai til september.

I dette systemet kan det også vurderes om det kan installeres solceller. De vil levere primærenergi i samme periode som solfangerpanelene leverer energi i form av varme. Strømmen som produseres fra solcellene kan brukes til å drifte systemet, som å forsyne sirkulasjonspumpen eller varmepumpen med strøm. Mindre primærenergi fra nettet blir da benyttet, og fornybar strømproduksjon skjer på samme sted som forbruket. Ved installasjon av både solfanger og solceller på taket av en bygning, kan takarealet bli begrensende for komponentene. Dette er en løsning som mest sannsynlig kun vil bli vurdert på nybygg, som utformes spesielt med tanke på å utnytte solenergien som kilde til varme og strøm.

Ut i fra driftsdataene fra Ljan skole, produserer bakkesolfangeren i 2012 kun rundt 1 MWh utenfor ladeperioden [38]. Det kan være fordi det ikke sirkuleres væske gjennom bakkesolfangeren, eller fordi den også er svært avhengig av utetemperatur. Gjennomsnittlig utetemperatur synker, som tidligere vist i figur 37, på hver sin side av ladeperioden. Ut i fra normalverdier fra SIMIEN, er gjennomsnittlig utetemperatur rundt frysepunktet i mars, og i april og oktober er den rundt 4 og 5 $^{\circ}C$. En utvidelse av driftsperioden til uteluft og ventilasjonsluft som ladekilder til disse månedene, vil gi lite energiutbytte. Basert på at driftstiden til platesolfangeren kan utvides med minst to måneder, samtidig som den er kilden som leverer energi med høyest temperatur, utpeker den seg som en av de beste ladekildene av de som er undersøkt i denne oppgaven.

5.5.2 Driftstimer

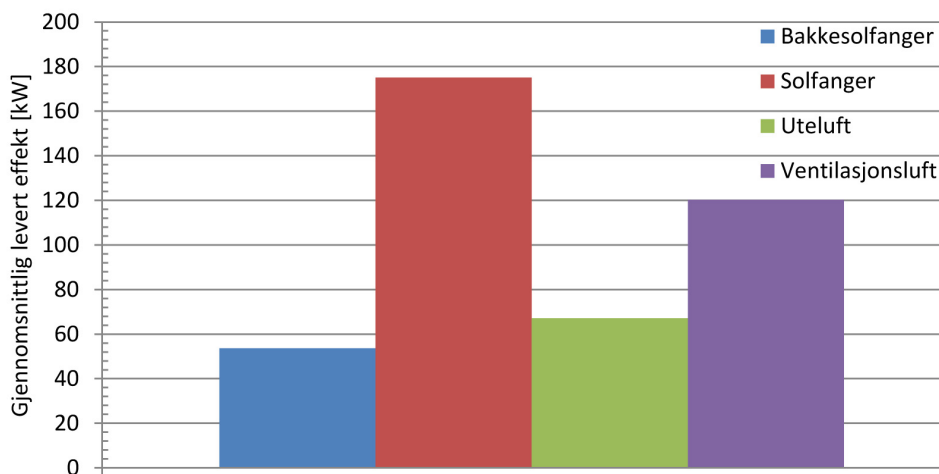
Platesolfangeren har færrest driftstimer av de fire kildene i løpet av ladeperioden. Det betyr at energileveransen som blir levert per time er større enn for de andre kildene, fordi den med færre driftstimer kan levere like mye energi til borehullene som de andre ladekildene. Færre driftstimer fører til mindre slitasje på utstyr, som blant annet sirkulasjonspumpen. Antall driftstimer per måned for de fire ladekildene er vist grafisk i figur 38.



Figur 38: Antall driftstimer for hver ladekilde per måned.

Bakkesolfangeren er ladekilden, som med 3672,0 timer, har flest driftstimer av alle ladekildene. Dette er fordi sirkulasjonspumpen konstant sirkulerer arbeidsmediet gjennom bakkesolfangeren i hele ladeperioden, for å sjekke om den kan levere energi. Den leverer energi i 2734,6 av de 3672,0 timene arbeidsmediet sirkulerer i systemet, som nesten utgjør 75 prosent av ladeperioden.

Bakkesolfangeren leverer minst energi per driftstime av de fire kildene, som betyr at den ofte leverer energi ved lave effekter. Den leverer i snitt energi med en effekt på 53,6 kW. Til sammenligning leverer platesolfangeren i gjennomsnitt 175,1 kW. Gjennomsnittlig levert effekt til borehullene i ladeperioden for de fire ladekildene er vist i figur 39.



Figur 39: Gjennomsnittlig levert effekt fra de fire ladekildene i ladeperioden.

Uteluften leverer gjennom tørrkjøleren gjennomsnittlig en effekt på 67,1 kW, og har nesten 2200 driftstimer i løpet av ladeperioden. Ventilasjonsluften har over 1200 driftstimer, og leverer energi til borehullene med en gjennomsnittlig effekt på 120,2 kW. For ventilasjonsluften kan antall driftstimer minimeres ved at ventilasjonsanlegget styres på en annen måte, for eksempel ut i fra temperaturen i bygningen. Bakkesolfangeren og uteluften som ladekilder har flest driftstimer, og

leverer i gjennomsnitt energi ved lavest effekt til borehullene. Det tyder på at energileveransen er lite effektiv, og at energiinnholdet i væsken som leveres til borehullene ofte er lavt.

Alle ladekildene har flest driftstimer i den måneden de leverer mest energi, bortsett fra bakkesolfangeren der antall driftstimer per måned er basert på antall dager i måneden. Platesolfangeren har flest driftstimer i mai, mens antall driftstimer topper seg for uteluft og ventilasjonsluften i juli. Selv om energileveransen fra uteluften og bakkesolfangeren er lav i september, er de kildene med flest driftstimer også denne måneden. Det betyr at det leveres energi med svært lav effekt denne måneden.

Ved å ikke levere energi til borehullene i september vil man for bakkesolfangeren spare 720 driftstimer. Energileveransen til borehullene ville da vært 8,039 *MWh* lavere. Ved å legge tidligere beregninger til grunn, vil det likevel være lønnsomt å holde anlegget i drift i september, med tanke på at det leveres mer energi til borehullene enn det som forbrukes av primærenergi. For uteluften utgjør september 266,2 driftstimer som kunne blitt spart. Energileveransen til borehullene hadde minket med cirka 14,090 *MWh*.

For platesolfangeren ville en utvidelse av driftsperioden, fra mars til september eller oktober, ført til en økning i antall driftstimer. Samtidig hadde energileveransen til systemet, borehullene eller direkte til oppvarming, økt. Drift av platesolfangeren i mars og april ville ført til en økning i antall driftstimer på rundt 300 timer. Dette ville igjen gjenspeilet seg i økt forbruk av primærenergi i systemet, og økt slitasje på komponentene.

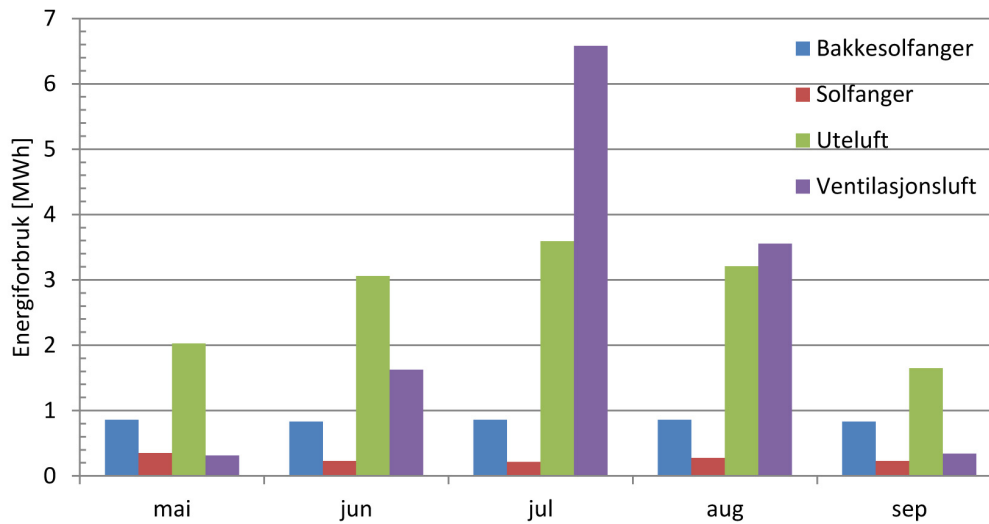
Hvis det er ønskelig med så få driftstimer som mulig, og energileveranse ved høye effekter, er platesolfangeren det beste alternativet for å tilføre energi til borehullene. Hvis man heller ønsker at borehullene skal få levert energi nesten konstant gjennom hele ladeperioden, uavhengig av effekten, er bakkesolfangeren det beste alternativet.

5.5.3 Energiforbruk

Forbruket av primærenergi for ladekildene er avhengig av trykktapet i systemet og antall driftstimer. For å gjøre resultatene fra de ulike anleggene direkte sammenlignbare, er det i beregningene for trykktapene i denne oppgaven unngått å inkludere ekstra trykktap i rørene som følge av bend og ventiler. Figur 40 viser forbruket av primærenergi per måned for de fire ladekildene.

Bakkesolfangeren og platesolfangeren er kun avhengig av en sirkulasjonspumpe for å levere energi. Det gjør at disse kildene har et totalt energiforbruk som er mye lavere enn energiforbruket til kildene uteluft og ventilasjonsluft. De to sistnevnte behøver, i tillegg til en sirkulasjonspumpe, vifter som trekker inn luft i systemet. Uteluft som ladekilde har høyest totalt energiforbruk i ladeperioden. Dette kan komme av at den nesten har 1000 driftstimer mer enn ventilasjonsluften, som har nest høyest energiforbruk, og fordi det antatt at viftene ikke frekvensreguleres i driftstiden.

Ventilasjonsluft som ladekilde har størst forbruk av primærenergi per driftstime med 10,2 *kWh*. Ventilasjonsanlegget er i denne oppgaven kun i drift om sommeren



Figur 40: Energiforbruket per måned for hver ladekilde.

for å tilføre energi til borehullene, og det er energikrevende å sirkulere luftmengden gjennom bygningen. Dette er tilfelle i juli, hvor energileveransen til borehullene fra ventilasjonsluften er 58 MWh , og energiforbruket er på sitt største. I juni leverer ventilasjonsluften rundt 31 MWh til borehullene, mens energiforbruket kun er en fjerdedel av energiforbruket i juli. Det er fordi skolen er åpen tre av ukene i juni. Det betyr at all sirkulasjon av luft i bygningen er nødvendig for å tilføre klasserommene frisk luft. Primærenergien som dette krever avskrives på energiforbruket til normal drift av ventilasjonsanlegget, og ikke på tilførsel av energi til borehullene.

Dersom skolen hadde vært i bruk på sommeren, og ventilasjonsanlegget hadde hatt normal drift, ville energiforbruket til ventilasjonsluft som ladekilde vært lavere enn i denne oppgaven. Det er derfor ventilasjonsluft ofte er en foretrukket ladekilde når bygningen borehulls-anlegget er koblet mot er i bruk om sommeren, og spesielt hvis den har behov for kjøling. Dette gjelder for bygg som for eksempel brukes til kontorer, sykehjem eller sykehus. Løsningen med ventilasjonsluft som ladekilde ville, i dem nevnte eksemplene, vært mer lønnsom enn for skolen, fordi ventilasjonsanlegget i utgangspunktet ikke har lange perioder uten drift. Ventilasjonsluft som ladekilde er svært avhengig av planmessige løsninger ved bygningen for å fungere optimalt. Dette gjør at den mest sannsynlig er mer aktuell for et bygg med et nyere ventilasjonsanlegg enn på Ljan skole, og hvor bygget er i bruk på sommeren.

Platesolfangeren har minst energiforbruk per måned av de fire ladekildene. Dette er fordi den har færrest driftstimer, samtidig som kun en sirkulasjonspumpe forbruker primærenergi når borehullene skal tilføres energi. Hvis perioden for driften av solfangeren skulle blitt utvidet med to til tre måneder, ville også energiforbruket økt.

Det totale energiforbruket i ladeperioden er minst for platesolfangeren, men bakkesolfangeren er kilden med lavest energiforbruk per driftstime – $1,2 \text{ kWh/driftstime}$. Det er fordi platesolfangeren har større massestrøm gjennom hvert borehull, som fører til et høyere trykktap i systemet enn for bakkesolfangeren. Basert på energiforbruket knyttet til å lade borehullene, er bakkesolfangeren og platesolfangeren foretrukne ladekilder.

5.5.4 Temperatur etter 25 års drift

Profilene for middeltemperaturen av inn- og utgående væske fra borehullene for “base load” for de fire kildene er naturlig nok nokså like. Det er fordi alle kildene leverer like mye energi til borehullene, som det som blir tatt ut av dem. Samtidig antar EED i “base load” at all energien som leveres en måned er fordelt likt på alle timene i månedene. For “base load” er det kun 2 °C som skiller de høyeste middeltemperaturene, og for alle ladekildene synker middeltemperaturen til samme nivå på vinteren.

Ventilasjonsluft som ladekilde oppnår den høyeste middeltemperaturen med “base load” ved utgangen av juli, mens de andre ladekildene oppnår sin maksimale middeltemperatur i slutten av august. Det må påpekes at energileveransen til ventilasjonsluft og utluft er basert på normalverdier, mens energileveransen fra platesolfangeren og bakkesolfangeren er basert på målte data fra Ljan skole sommeren 2012. Hvis været i 2012 avviker fra normalen, gjennomsnittlig utetemperatur i mai er blant annet høyere enn normalt, kan det avspeile seg i et lademønster for platesolfangeren og bakkesolfangeren som ikke er riktig over tid.

Siden solinnstrålingen i 2012 er stor nok i september til at platesolfangeren får levert betydelig med energi til borehullene, 22 *MWh*, er det også denne kilden som har høyest middeltemperatur i borehullene ved utgangen av september med 8,93 °C. Ventilasjonsluften som ladekilde, som kun leverer 6 *MWh* til borehullene i i september, har den laveste middeltemperaturen over borehullene av de fire kildene ved utgangen av denne måneden med 7,75 °C.

Fra simuleringen i EED, viser forskjellen mellom ladekildene seg i middeltemperaturen når “peak load” er inkludert. I avsnitt 5.5.2 ble det vist at platesolfangeren og ventilasjonsluft leverte energi med størst gjennomsnittlig effekt til borehullene. Ved simulering av disse systemene i EED over 25 år, gir dette utslag i høyest middeltemperaturer i ladeperioden. For platesolfangeren er middeltemperaturen mellom 17 og 19,5 °C i hele ladeperioden. Dette er rundt 9 °C høyere enn for middeltemperaturen gitt av “base load”. Platesolfangeren leverer mest energi til borehullene i september, og vil på grunn av dette være ladekilde med høyest middeltemperatur ved utgangen av denne måneden.

I systemet med ventilasjonsluft som ladekilde er middeltemperaturen på inn- og utgående væske fra borehullene 16,25 °C ved utgangen av juli når “peak load” inkluderes i EED. Dette er 4 °C høyere enn middeltemperaturen i juli for “base load”. Både bakkesolfangeren og utluft leverer energi ved lavere effekter enn platesolfangeren og ventilasjonsluften. Med “peak load” i EED oppnår systemet med bakkesolfangeren og utluft som ladekilde en middeltemperatur på rett over 13,5 °C. Dette er 6 °C lavere enn høyeste middeltemperatur for platesolfangeren.

Middeltemperaturen på inn- og utgående væsken fra borehullene blir størst når energien leveres med høye effekter. Både platesolfangeren og ventilasjonsluften leverer gjennomsnittlig en effekt på over 120 *kW* i ladeperioden. Dette gir høye middeltemperaturer ved simulering i EED. Bakkesolfangeren og utluft leverer energi ved lavere effekter. I avsnitt 4.1 ble det konkludert med at ladekilder som leverte høye effekter fungerte godt til å lade borehull. Basert på dette er en platesolfanger og ventilasjonsluft mest optimale som ladekilder i et grunnvarmebasert system med termisk lager.

5.6 Anbefalt løsning

Basert på energiforbruket til de ulike løsningene, kommer uteluft og ventilasjonsluft dårligst ut. De har som kilder størst energiforbruk, og også størst forbruk per driftstime. Dette er fordi både sirkulasjonspumpen og viftene krever primærenergi. Ventilasjonssystemet er avslått i sommerferien, og drift av dette utenom normal driftstid for å lade borehullene viser seg å være svært energikrevende.

Ved bruk av en platesolfanger eller bakkesolfanger som ladekilde, er energiforbruket lavest. Det er fordi det kun er behov for primærenergi til å sirkulere arbeidsmediet i kretsen. Energiforbruket per driftstime er i denne oppgaven lavere for bakkesolfangeren enn platesolfangeren, fordi det i systemet med platesolfangeren er en større massestrøm gjennom hvert borehull, og dermed økt trykktap i systemet. Totalt sett har platesolfangeren minst totalt energiforbruk i ladeperioden, fordi den over sommeren har færrest driftstimer. Dette gjør at den, basert på energiforbruket, som ladekilde utpeker seg som det beste alternativet blant de fire kildene som er undersøkt i denne oppgaven.

Platesolfangeren kan levere energi over en lenger periode i året enn de andre ladekildene. Dette kan minimere nødvendig solfangerareal, og kravet til sydvendt takareal blir mindre. Hvis solfangerarealet opprettholdes, kan den ekstra energien benyttes i et mer komplisert system, hvor energien leveres der det er behov, som oppvarming av vann, tilførsel til borehullene eller direkte eller indirekte oppvarming av bygg. På Ljan skole, som er brukt som utgangspunkt i denne oppgaven, var det ikke aktuelt med en solfanger på taket, fordi bygningen er fredet. Løsningen kan derimot vurderes for bygninger som benyttes til lignende formål hvor dette ikke er en problemstilling.

Basert på simuleringene som er utført, og med antagelsene som er lagt til grunn i denne oppgaven, utpeker platesolfangeren seg som den beste, og mest fleksible, ladekilden. Den har færrest driftstimer, lavt energiforbruk og leverer energi ved høye effekter. Takarealet setter begrensninger for denne ladekilden, og et stort sydvendt areal er nødvendig for å optimere energileveransen fra solfangeren. For valg av ladekilde, vil det økonomiske aspektet i form av investeringskostnad også være av stor betydning, men dette er ikke vurdert i denne oppgaven.

5.7 Feilkilder

I oppgaven er det usikkerhet knyttet til ligningen som er brukt til å beregne energileveransen fra platesolfangeren. Den er svært avhengig av egenskapene til platesolfangeren som er valgt i oppgaven, og resultatene kunne blitt annerledes ved valg av en platesolfanger med andre tekniske karakteristikk. I sensitivitetsanalysen ble det konkludert med at ligningen ikke er optimal ved beregninger på en platesolfanger i kombinasjon med borehull, da temperaturen på væsken fra borehullene ofte er lav. I oppgaven overstiger ikke virkningsgraden den maksimale virkningsgraden til en platesolfanger på 0,8, og det er derfor antatt at resultatene fra simuleringene kan benyttes.

Ventilasjonsluften som kilde bygger på simuleringer av ventilasjonsanlegget ved Ljan skole i SIMIEN. Dette gjør at resultatene er svært bygningsspesifikke. SIMIEN er et forenklet simuleringstøytøy som gir tilstanden i en bygning, og vil

derfor kunne avvike fra den virkelige tilstanden. Hvis driftstidene til ventilasjonsanlegget hadde blitt valgt annerledes, kunne energiforbruket og -leveransen vært annerledes.

Simuleringene i SIMIEN er basert på normalverdier for klimaet i Oslo. Det er også simuleringene som er gjort for uteluften som ladekilde. I simuleringene som er gjort med en platesolfanger og bakkesolfanger som ladekilde benyttes observerte klimadata fra Ljan skole og eklima fra 2012. Dette er gjort fordi driftsdata fra bakkesolfangeren er benyttes for å simulere denne som ladekilde. I tillegg var det ikke mulig å fremskaffe data for normalverdier for solinnstrålingen hvert tiende minutt, slik som observasjonene fra Ljan skole. Bruk av driftsdata og observasjoner for kun 1 år gir grunn for usikkerhet, og ses på som en mulig feilkilde for resultatene i oppgaven. Målefeil i klimadataene fra Ljan skole er også en mulig feilkilde.

Under simuleringene for det grunnvarmebaserte systemet med fire ulike ladekilder, er det antatt at sirkulasjonspumpen er designet for volumstrømmen i systemet. Dette er ikke tilfelle ved Ljan skole, fordi pumpen er dimensjonert for den største volumstrømmen i systemet, som finner sted under varmeuttak fra borehullene. Virkningsgraden ville i virkeligheten vært lavere enn 0,6, som er den konstante verdien som er satt i denne oppgaven, dersom samme sirkulasjonspumpe sirkulerte arbeidsmediet i borehullene under uttak og tilførsel av energi.

Når systemet simuleres i EED, er det ikke mulig å velge antall borehull det skal leveres energi til i ladeperioden. Det er i oppgaven antatt at energien fra ladekildene kun leveres til ti av tjuefire borehull, og at den totale massestrømmen i systemet er lavere ved tilførsel av energi, enn ved uttak av energi fra borehullene. I EED må energien leveres til alle de tjuefire borehullene, og det er ikke mulig å endre massestrømmen i systemet mellom sommer og vinter. Dette gjør at volumstrømmen er rundt 4 L/s for beregningene gjort for ladekildene, mens det er antatt at volumstrømmen er 11,5 L/s både gjennom borehullene og ladekildene for simuleringene i EED. Det er heller ikke mulig å simulere en sirkulær konfigurasjon, som er tilfelle for brønnene ved Ljan skole. I EED er det derfor antatt at konfigurasjonen er firkantet. Alle disse antagelsene er mulige feilkilder i oppgaven.

6 Konklusjon og forslag til videre arbeid

6.1 Konklusjon

Når borehull, med en avstand på 5–7 m, i et grunnvarmebasert system benyttes til oppvarming, er det nødvendig å tilføre energi tilbake til borehullene for å opprettholde effektiviteten til systemet. En bakkesolfanger, platesolfanger, uteluft og ventilasjonsluft har i denne oppgaven blitt undersøkt som ladekilder for tilføring av energi til borehull. Simuleringene som er gjort i denne oppgaven sees på som de første i en rekke av beregninger, simuleringer og analyser som er nødvendig å gjennomføre for å bestemme hvilken kilde som er optimal for å lade borehullene. Den optimale ladekilden til et grunnvarmebasert system vil være svært avhengig av bygningen anlegget er koblet mot, og klimaet på stedet. I denne oppgaven er et grunnvarmebasert system i kombinasjon med en skole simulert. For å kunne gjøre dette, har de tekniske karakteristikene og egenskapene til det grunnvarmebaserte systemet ved Ljan skole blitt benyttet.

Uttaket av energi fra de tjuefire borehullene ved Ljan skole er antatt å være 146,670 *MWh*. Dimensjonene på ladekildene er skalert slik at de alle produserer 146,670 *MWh* som tilføres borehullene i ladeperioden. Ladeperioden er fra mai til september. Energibalansen over borehullene er balansert, slik at effektiviteten til systemet ikke minker med årene systemet er i drift.

Basert på simuleringene som er gjennomført, forbruker systemet med en platesolfanger som ladekilde minst primærenergi ved tilførsel av energi til borehullene fra mai til september. Platesolfangeren leverer energi ved høye effekter, gjennomsnittlig 175,1 *kW*, og har med 837,6 timer, færrest driftstimer av de fire ladekildene. En parameterstudie av borehullsmodellen viser at det er bedre å lade borehullene med høye effekter over en kortere tidsperiode, enn med lave effekter over en lang periode. Dette gjelder uavhengig av ladekilden. Begrensningen til platesolfangeren som ladekilde ligger i at bygningen må ha et stort nok takareal tilgjengelig, og at det helst skal være rettet mot sør.

Platesolfangeren har mulighet til å utvide ladeperioden til mars og april. Den ekstra energiproduksjonen for disse to månedene er estimert til 44 *MWh*. Ved utvidelse av driftsperioden kan totalt solfangerareal reduseres, eller den ekstra energien kan benyttes til oppvarming av varmtvann, eller romoppvarming. Det sistnevnte vil spare borehullene for uttak av energi, noe som vil redusere energimengden som må tilbakeføres til borehullene. På bakgrunn av dette anbefales platesolfangeren som ladekilden som burde benyttes for å tilføre energi til borehull, der det grunnvarmebaserte systemet er tilkoblet en skole, med et klima som i Oslo.

På Ljan skole benyttes en bakkesolfanger som ladekilde, som leverer energi med en gjennomsnittlig effekt på 53,6 *kW*. Fasaden på skolen er fredet, og det ville derfor ikke vært aktuelt med platesolfangere på taket av denne skolebygningen. Bakkesolfangeren som ladekilde har flest driftstimer i ladeperioden, men på grunn av lavt trykktap i systemet har den lavest forbruk av primærenergi per driftstime. Totalt energiforbruk i ladeperioden er kun større enn det totale energiforbruket til platesolfangeren. Dette gjør at den, som platesolfangeren, er et av de beste alternativene som ladekilde når det kommer til å minimere energiforbruket, og vil være anbefalt ladekilde for skolebygninger som har en begrensning på tilgjengelig

takareal.

Både uteluft og ventilasjonsluft har et stort forbruk av primærenergi, og kan på bakgrunn av dette ikke anbefales som ladekilder i systemet som er undersøkt. Ventilasjonsanlegget ved Ljan skole er vanligvis stengt i sommerferien, men i oppgaven er det simulert at anlegget kjøres i ferien for å tilføre borehullene energi. Dette gir et energiforbruk per driftstime på $10,2 \text{ kWh}$, som er størst av alle ladekildene. Ventilasjonsluften leverer energi med en gjennomsnittlig effekt på $120,2 \text{ kW}$, og kan være svært aktuell som ladekilde for borehull som er kombinert med en bygning som er i bruk i ladeperioden. Uteluft har størst totalt energiforbruk i ladeperioden, og leverer energi ved en lav gjennomsnittlig effekt på $67,1 \text{ kW}$.

6.2 Forslag til videre arbeid

Forslag til videre arbeid er å utføre en grundigere analyse av de fire ladekildene. Her burde en økonomisk analyse inkluderes, hvor investerings- og driftskostnader vektlegges. Investeringskostnad er en vesentlig faktor når ladekilde skal velges, og det er ikke vurdert i denne oppgaven. For de fire ladekildene som er undersøkt her, er det for eksempel rimelig å tro at investeringskostnaden er lavest for ventilasjonsluft som ladekilde, da dette allerede er installert i bygningen, og kun mangler en komponent for varmeveksling mot borehullene. Samtidig er det vist i denne oppgaven at ventilasjonsanlegget har et stort forbruk av energi ved drift utenom normal driftstid. En platesolfanger vil kanskje kreve en høyere investeringskostnad, mens forbruket av primærenergi til sirkulasjon av arbeidsmediet i systemet er lavt.

Ventilasjonsluft er som ladekilde spesielt avhengig av bygningen anlegget er tilknyttet. I en grundigere analyse av ventilasjonsluft som ladekilde, burde det utføres simuleringer for bygninger med ulike behov, som for eksempel en skole, kontorbygg, sykehus og et leilighetskompleks. På denne måten kan man undersøke om det er mer hensiktsmessig å lade borehull med ventilasjonsluft fra et kontorbygg, enn ventilasjonsluft fra en skolebygning. De første simuleringene kan utføres i SIMIEN, før de beste tilfellene simuleres i IDA ICE. IDA ICE er et mer komplisert simuleringverktøy enn SIMIEN, hvor bygningen og ventilasjonsanlegget bygges opp fra grunnen, og de tekniske verdiene på komponentene varierer med volumstrømmen i systemet.

Ved en grundigere analyse av platesolfangeren som ladekilde, hadde det vært interessant å se forskjellen mellom et høytemperatur- og lavtemperaturlager. Systemoppsettet for disse to anleggene vil være ulikt. For et system med et høytemperaturlager, er det vanlig at en varmeveksler installeres mellom solfangerkretsen og borehullskretsen. Dette gjør at systemet får en ekstra komponent, som skaper motstand og kan minke effektiviteten til systemet. I et slikt system er det ikke nødvendig med en varmepumpe for å levere energi ved rett temperatur til bygningen, og ved dette sparer man innkjøps- og driftskostnader.

I denne oppgaven er et grunnvarmebasert system med en platesolfanger og lavtemperaturlager undersøkt. Da må en varmepumpe installeres for å levere varme ved riktig temperatur til bygningen, og solfangerkretsen trenger ikke være adskilt fra borehullskretsen. Dimensjonene på solfangerarealet vil være ulikt for et høytemperatur- og lavtemperaturlager, og et lager med høy temperatur vil ha et større varmetap. De to vil også fungere ulikt i et mer komplisert system med

varmtvannsoppvarming, og direkte oppvarming av bygningen. Simuleringene kan for eksempel utføres i TRNSYS, som er et simuleringsprogram som ofte er brukt for system som kombinerer taksolfangere og borehull.

For bakkesolfangeren som ladekilde, kan videre arbeid gå ut på å lage en enkel numerisk modell for en bakkesolfanger. Denne kan verifiseres med dataene fra Ljan skole, eller fra andre anlegg med bakkesolfangere. På denne måten kan man beregne mulig varmeopptak i bakkesolfangeren ut i fra normalverdier, som gjør den enklere å sammenligne med andre ladekilder.

Som beskrevet i litteraturstudiet i denne oppgaven, bli uteluft brukt som ladekilde når borehull benyttes til kjøling av for eksempel telefonsentraler. Uteluften benyttes til direkte kjøling når temperaturen er under 15 °C, samtidig som den tilføres borehullene for å senke temperaturen i disse. Dette er en sikrere, og rimeligere løsning enn å benytte kjølemaskiner. Ved en grundigere analyse av uteluft som ladekilde i Norden, kunne det vært interessant å se forskjellen ved bruk av uteluft som ladekilde i et borehullssystem som benyttes til oppvarming, og et som benyttes til kjøling.

For å redusere forbruket av primærenergi ved tilførsel av energi til borehullene, kan det undersøkes hvordan solceller vil fungere i systemet. Strømmen som produseres av solcellene, kan benyttes til for eksempel å drive sirkulasjonspumpen i borehullskretsen. Ved bruk av uteluft til å lade borehullene, kan viftene drives av fornybar energi som er produsert på stedet. Da er det viktig å undersøke om solcellene produserer strøm i samme tidsperiode som ladekildene leverer energi. Dimensjonene på solcellepanelene, og batteriet, vil være avhengig av dette. Solinnstråling på Ljan skole er betydelig både i mars og april, så i denne perioden kunne solcellene levert strøm til å drive varmpumpen. Ved en kombinasjon av platesolfangere og solceller vil takarealet begrense størrelsen på systemet.

Referanser

- [1] J. Acuña. Improvements of U-pipe Borehole Heat Exchangers. <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:318637/FULLTEXT01.pdf>, KTH, Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2010. QC 20100517.
- [2] J. Acuna, J. Rogstam, J. Barth, B. Thelin, C. Mellqvist, and T. Wildig. En rapport från projektet:Handledning för kvalitetssäkring av geoenergilager del b – kunskapsdelen en rapport från projektet:Handledning för kvalitetssäkring av geoenergilager. Del B – Kunskapsdelen: Att tänka på vid projektering av geoenergilager. <http://www.geoenergilager.se/Geoenergi%20Kunskapsdelen%2010un13.pdf>, 7. juni 2013.
- [3] EPA United States Environmental Protection Agency. Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC) Systems. <http://www.epa.gov/iaq/schooldesign/hvac.html#Selection%20of%20HVAC%20Equipment>, sist endret 9. juli 2012, lest 20. februar 2014.
- [4] O. Andersson, G. Hellström, and B. Nordell. Heating and cooling with UTES in Sweden - current situation and potential market development. In *FUTU-RESTOCK 2003 9th International Conference on Thermal Energy Storage, Warsaw, Poland*, volume 1, pages 209–215, 2003.
- [5] O. Andersson, L. Rydell, and A. Algotsson. Efficient usage of waste heat by applying a seasonal energy storage (BTES) at ITT Water and Wastewater AB, Emmaboda, Sweden. http://intra.web.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/effstock09/Session_11_1_Case%20studies_Overview101.pdf, 2008.
- [6] Biol AS. Tekniske data om Biofyringsolje B100. <http://www.biol.no/?136422>, lest november 2013.
- [7] European Ground Source Heat Pump Association. EED – Earth Energy Designer. <http://www.egshpa.com/eed-earth-energy-designer/>, oversikt over programvaren, lest desember 2013.
- [8] V. Bobes-Jesus, P. Pascual-Muñoz, D. Castro-Fresno, and J. Rodriguez-Hernandez. Asphalt solar collectors: A literature review. *Applied Energy*, 102(0):962 – 970, 2013. Special Issue on Advances in sustainable biofuel production and use - {XIX} International Symposium on Alcohol Fuels - {ISAF}.
- [9] The Commtech group. *Achieving the desired indoor climate – energy efficiency aspects of system design*. Studentlitteratur, 2003.
- [10] Drake Landing Solar Community. Welcome to Drake Landing Solar Community. <http://www.dlsc.ca/index.htm>, hjemmesiden til prosjektet, sist lest 15. november 2013.
- [11] Skjølberg Energiteknikk. Termiske solfangere. <http://www.skjolberg.com/Solfanger.htm>, lest 29. januar, 2014.
- [12] P. Fahlén. Bergvärmepump med borrhålsåterladdning. *SCAN REF*, 32(6):28–29, 2003.

- [13] P. Fahlén and J. Erlandsson. Tappvattenvärmning med värmepump – Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme. http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/local_139579.pdf, Report R2010:03, Department of Energy and Environment, Chalmers University of Technology, juni 2010.
- [14] I. Andresen for SINTEF Byggforsk. Planlegging av solvarmeanlegg for lavenergiboliger og passivhus. En introduksjon. http://www.sintef.no/upload/Byggforsk/Publikasjoner/SB_prosjektrapport_22.pdf, Prosjektrapport 22, 2008.
- [15] Å. Hofstad fra Norconsult AS. Pumpeteori - sentrifugalpumper. Foredrag gjennom TEKNA om offshore pumper i Stavanger. <http://www.tekna.no/ikbViewer/Content/22982/%C5ge%20hofstad%20pumpeteori.pdf>, 27. november 2007.
- [16] Fornybar.no gjennom Multiconsult. Teknologi – aktive systemer. <http://fornybar.no/solenergi/teknologi#sol2.2>, lest 3. februar, 2014.
- [17] Markus Heikkilä. EC-DECLARATION OF CONFORMITY. En deklarasjon fra Scancool AB, som har levert varmpumpen om innhold og trykk- og temperaturklasse. Kun tilgjengelig for eiere, overlevert ved installasjon av varmpumpen, november 2011.
- [18] G. Hellström. Energilager i mark – ulike systemlösningar. http://www.gerox.se/files/Systemlösningar_GEOENERGI.pdf, presentasjon i 2008.
- [19] G. Hellström. UTES Experiences from Sweden. http://www.icax.co.uk/pdf/REHAU_Hellstrom_UTES.pdf, 2011.
- [20] G. Hellström, S. Enlund, and H. Paksoy. Direct cooling of telephone switching exchanges using borehole heat exchangers in different climates. In *Proc. of 8th Int. Conf. on Thermal Energy Storage, Terrastock*, 2000.
- [21] H. Holmberg, J. Acuña, E. Næss, and O. K. Sønju. Numerical model for non-grouted borehole heat exchangers, Part 2 - Evaluation. *Inne til godkjenning for publisering*, 2014.
- [22] ICAX. Interseasonal heat transfer (IHT) collects and stores solar energy in summer to heat buildings in winter – ground source heating and cooling using IHT. <http://www.icax.co.uk>, lest 24. februar 2014.
- [23] Norges Meteorologiske institutt. eKlima. eklima.met.no, verdier for utetemperaturen i 2012 ble hentet ut i rapporter bestilt 10. mars 2014.
- [24] Karlshamns. Produktblad VegoCool - 15. http://www.kylma.se/Documents/ProductDocuments/Produktblad_VegoCool-15.pdf?dt=635309596989328800, lest 9. april 2014.
- [25] E. Kjellson. Solvärme i bostäder med analys av kombinationen solfångare och bergvärmepump. <http://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId699224&fileId746233>, Rapport TVBH – 3047, avdelingen för Byggnadsfysik, Lund, 2004.
- [26] E. Kjellson. Solar Collectors Combined with Ground-Source Heat Pumps in Dwellings – Analyses of System Performance. <http://lup.lub.lu.se/luur/>

- download?func=downloadFile&recordOId=1501869&fileOId=1501885, Lund Inst. of Tech., Lund (Sweden). Div. of Building Physics, 2009.
- [27] M. Kretz. Solcell plus varmepump kan bli sant. *Energi & Miljø nr. 6-7*, page 35, 25. juni 2012.
- [28] Novema Kulde AS. Tørrkjølere. http://www.novemakulde.no/02/2012__trkj.pdf, lest 17. mars 2014.
- [29] L. Lamarche and B. Beauchamp. A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. *Energy and Buildings*, 39(2):188 – 198, 2007.
- [30] L. Lamarche, S. Kajl, and B. Beauchamp. A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems. *Geothermics*, 39(2):187 – 200, 2010.
- [31] A. S. Lavine, T. L. Bergman, D. P. DeWitt, and F. P. Incropera. *Fundamentals of heat and mass transfer - sixth edition*. John Wiley and Sons (WIE), 2007.
- [32] K. S. Lee. *Underground Thermal Energy Storage*. Green Energy and Technology. Springer, ISBN 978-1-4471-4273-7 edition, 2013.
- [33] T. Lhendup, L. Aye, and R. J. Fuller. Simulation of a Ground-coupled Heat Pump Combined with Solar Collectors. http://solar.org.au/papers/10papers/10_88_LHENDUP.T.pdf, 1-3. desember, at the Solar2010, the 48th AUSE Annual Conference, 2010.
- [34] Å. Melinder. *Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids*. PhD thesis, KTH, Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2007.
- [35] M. Mysen. SFP - Teori og praksis! Foredrag VVS-foreningen i Stavanger og Haugesund.
- [36] VV Parts. Effecta ST2 plan solfanger (2,2m2) - Plane solfangere for montering over tak. <http://www.vvparts.no/varmekilder/Solfangere/Solfangere—plane/Effecta-ST2-plan-solfanger-2-2m2-Plane-solfangere-for-montering-over-tak-31320-p0000012881.aspx>, lest 5. mars 2014.
- [37] P. Pinel, C. A. Cruickshank, I. Beausoleil-Morrison, and A. Wills. A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(7):3341 – 3359, 2011.
- [38] Una Prestegaard. Analyse av det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet med termisk lager på Ljan skole. Prosjektoppgave ved Insitutt for energi og prosessteknikk ved NTNU, desember 2013.
- [39] ProgramByggerne. SIMIEN. <http://www.programbyggerne.no>, lest 6. april 2014.
- [40] Grundfos Pumper AS. Manual Grundfos pumpe TPD. Manual for pumpen og tilhørende installasjoner utlevert i forbindelse med planleggingen og utførelsen av anlegget på Ljan skole.
- [41] M. Ramamoorthy, H. Jin, AD Chaisson, and JD Spitler. Optimal sizing of hybrid ground-source heat pump systems that use a cooling pond as a sup-

- plemental heat rejecter - A system simulation approach. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS*, 107(1):26–38, 2001.
- [42] R. K. Ramstad. Kombinasjon med sol og geoenergi - Eksempel fra Ljan skole. <http://cger.no/doc//Randi%20Ljan%20skole.pdf>, 29. august 2013. Foredrag på GeoEnergi i Bergen.
- [43] R. K. Ramstad. Asplan viak. Personlig kommunikasjon, våren 2014.
- [44] Solar Rating & Certification Corporation. <http://solar-rating.org>, lest 10. mars 2014.
- [45] M. Reuss, M. Beck, and J.P. Müller. Design of a seasonal thermal energy storage in the ground. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X9700011X>, 1997. Also in Selected Proceeding of {ISES} 1995: Solar World Congress. Part IV.
- [46] L. B. Rindal and F. Salvesen. Solenergi for varmeformål – snart lønnsomt? http://www.nve.no/Global/Publikasjoner/Publikasjoner%202008Oppdragsrapport%20A%202008/oppdragsrapportA10_08.pdf, oktober 2008.
- [47] EQUA Simulation AB. Ida Indoor Climate and Energy. <http://www.equa-solutions.co.uk/en/software/idaice>, sist lest 30. mai 2014.
- [48] SINTEF. Grunnvarmebaserte varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av bygninger – Grunnvarme. <http://www.sintef.no/Projectweb/Annex29/Grunnvarme/>, August 2011.
- [49] Norsk solenergiforening. Om solenergi. <http://www.solenergi.no/om-solenergi/>, lest 21. januar 2013.
- [50] J. Stene. *IEA HPP Annex 29 - Ground-Source Heat Pumps Overcoming Technical and Market Barriers, Status Report NORWAY*. SINTEF, Desember 2004.
- [51] J. Stene. Forelesningsfoilere i TEP4260 – Varmepumper for bygningsklimatisering på NTNU, 2012.
- [52] J. Stene. Varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger. Gitt som et dokument i TEP 16 – Varmepumpeteknikk, forelest på NTNU høsten 2013, lagt ut 1. november 2013.
- [53] P. O. Tjelflaat. Professor ved NTNU. Personlig kommunikasjon, mars 2014.
- [54] TRNSYS. TRNSYS - Transient System Simulation Tool. <http://www.trnsys.com>, sist lest 30. mai 2014.
- [55] Undervisningsbygg Oslo KF ved Rita Næssén. E-post korrespondanse, mars 2014.
- [56] Vaillant. Platesolfangere eller rørsolfangere. <http://www.vaillant.no/platesolfangere-eller-rorsolfangere/>, lest 29. januar, 2014.
- [57] Vela Solaris AG. Polysun Simulation Software. <http://www.velasolaris.com/english/home.html>, sist lest 30. mai 2014.

- [58] H. Yang, P. Cui, and Z. Fang. Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems. *Applied Energy*, 87(1):16 – 27, 2010.
- [59] YR.NO. Været som var, Oslo. <http://www.yr.no/sted/Norge/Oslo/Oslo/Oslo/statistikk.html>, normalverdier for temperaturen hentet ut 27.jan, 2014.
- [60] H. Y. Zeng, N. R. Diao, and Z. H. Fang. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers. *Heat Transfer—Asian Research*, 31(7):558–567, 2002.
- [61] D. Zijdemans. *Varmebaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press AS, 2012.

A Vedlegg Platesolfanger – KNSC–003.1



SUPPLIER:
Kangnam Co., Ltd.
 537-3, Jedong-ri, Daesan-myun
 Ulchang-gu
 Changwon, GYEONGSANGNAM-DO 641-923 Korea
 www.knsol.co.kr
In Accordance with:
SRCC Standard 100-2010-08

CERTIFIED SOLAR COLLECTOR

BRAND: Kangnam
MODEL: KNSC-003.1
COLLECTOR TYPE: Glazed Flat Plate
CERTIFICATION #: 2012012A
Original Certification: August 22, 2012
Expiration Date: April 07, 2024

The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ANSI accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATING							
Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate ->	High Radiation (6.3 kWh/m ² .day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m ² .day)	Low Radiation (3.1 kWh/m ² .day)	Climate ->	High Radiation (2000 Btu/ft ² .day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft ² .day)	Low Radiation (1000 Btu/ft ² .day)
Category (Ti-Ta)				Category (Ti-Ta)			
A (-5 °C)	6.1	4.6	3.1	A (-9 °F)	20.9	15.6	10.5
B (5 °C)	5.7	4.1	2.6	B (9 °F)	19.4	14.1	9.0
C (20 °C)	4.9	3.3	1.9	C (36 °F)	16.6	11.4	6.4
D (50 °C)	3.0	1.6	0.4	D (90 °F)	10.2	5.5	1.4
E (80 °C)	1.1	0.2	0.0	E (144 °F)	3.9	0.6	0.0

A- Pool Heating (Warm Climate) B- Pool Heating (Cool Climate) C- Water Heating (Warm Climate)
 D- Space & Water Heating (Cool Climate) E- Commercial Hot Water & Cooling

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	2.030 m ²	21.85 ft ²	Dry Weight:	36 kg	78 lb
Net Aperture Area:	1.910 m ²	20.56 ft ²	Fluid Capacity:	1.5 liter	0.4 gal
Absorber Area:	1.870 m ²	20.13 ft ²	Test Pressure:	750 kPa	109 psi

TECHNICAL INFORMATION			Tested in accordance with: ISO 9806		
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]					
SI UNITS:	$\eta = 0.580 - 1.97620(P/G) - 0.02360(P^2/G)$	Y Intercept:	0.589	Slope:	-3.405 W/m ² .°C
IP UNITS:	$\eta = 0.580 - 0.34829(P/G) - 0.00231(P^2/G)$	Y Intercept:	0.589	Slope:	-0.600 Btu/hr.ft ² .°F

Incident Angle Modifier								Test Fluid:		Water
θ	10	20	30	40	50	60	70	Test Mass Flow Rate:	0.0177 kg/(s m ²)	13.08 lb/(hr ft ²)
K_{tra}	0.99	0.98	0.94	0.89	0.80	0.63	0.30	Impact Safety Rating: 11		

REMARKS:

Jim Higgins

Technical Director



Print Date: April, 2014 Page 1 of 3
 © Solar Rating & Certification Corporation™
 www.solar-rating.org ♦ 400 High Point Drive, Suite 400 ♦ Cocoa, Florida 32926 ♦ (321) 213-6037 ♦ Fax (321) 821-0910



CERTIFIED SOLAR COLLECTOR

SUPPLIER:
Kangnam Co., Ltd.
 537-3, Jedong-ri, Daesan-myun
 Ulchang-gu
 Changwon, GYEONGSANGNAM-DO 641-923
 Korea
 www.knsol.co.kr
 In Accordance with:
SRCC Standard 100-2010-08

BRAND: Kangnam
 MODEL: KNSC-003.1
 COLLECTOR TYPE: Glazed Flat Plate
 CERTIFICATION #: 2012012A
 Original Certification: August 22, 2012
 Expiration Date: April 07, 2024

The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ANSI accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

ADDITIONAL INFORMATION (click here to return to the rating page)			
Test Lab:	Australian National Testing Laboratories	Test Date:	April 07, 2012
Test Report Number:	3773.12	Test Location:	indoors

SOLAR COLLECTOR CONSTRUCTION DETAILS					
Gross Length:	2.010 m	Gross Width:	1.012 m	Gross Depth:	89.000 mm

COLLECTOR MATERIALS					
Outer Cover:	Glass sheet	Enclosure back:	Aluminum	Back Insulation:	Fiber, None
Inner Cover:	None	Enclosure side:	Aluminum	Side Insulation:	None, None
Absorber Description:	Tubes connected to Fins		Flow Pattern:	Parallel/Harp	
Riser Tube:	Copper		Fin:	Copper	
Absorber Coating:	Selective		Tube to fin connection	Laser Weld	

GLAZING	Outer Cover	Inner Cover
Material:	Glass sheet	None
Surface Characteristics:	Textured	
Thickness:	3.2 mm	N/A
Transmissivity:	High (equal to or greater than 90%)	
Length:	1.997 m	
Width:	0.997 m	
Tube Glazing to Header Enclosure Seal:	EPDM gasket	

ABSORBER:			Absorber Coating:		
Header Material:	Copper	Header OD:	25.4 mm	Header Wall:	1.0 mm
Riser Tube Material:	Copper	Riser Tube OD:	8.0 mm	Riser Tube Wall Thickness:	1.1 mm
Fin Material:	Copper	Fin Thickness:	0.20 mm		





CERTIFIED SOLAR COLLECTOR

SUPPLIER:
Kangnam Co., Ltd.
 537-3, Jedong-ri, Daesan-myun
 Ulchang-gu
 Changwon, GYEONGSANGNAM-DO 641-923
 Korea
 www.knsol.co.kr
 In Accordance with:
SRCC Standard 100-2010-08

BRAND: Kangnam
MODEL: KNSC-003.1
COLLECTOR TYPE: Glazed Flat Plate
CERTIFICATION #: 2012012A
Original Certification: August 22, 2012
Expiration Date: April 07, 2024

The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ANSI accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

Flow Pattern:	Parallel/Harp				
Number of Riser Tubes:	9	Tube Spacing:	100.0 mm	Number of times each riser crosses the absorber:	9
Length of Flow Path:	1.85 m	Riser to Fin/Plate Bond:	Laser Weld		

INSULATION:					
Location	Type	Thickness	Location	Type	Thickness
Back – Top Layer:	Fiber	45.0 mm	Sides – Inner Layer:	None	
Back – Bottom Layer:	None		Sides – Outer Layer:	None	
Enclosure Fastening Methods:		Mechanical Forming			

Power Output per Collector(W) [Ti-Ta, G = 1000 W/m²]				
0	10	30	50	70
1178	1133	1015	858	663

PRESSURE DROP				
Flow	ΔP		Flow	ΔP
ml/s	Pa		gpm	in H ₂ O
20	191		0.32	0.8
50	489		0.79	2.0
80	799		1.27	3.2



Print Date: April, 2014 Page 3 of 3
 © Solar Rating & Certification Corporation™
 www.solar-rating.org ♦ 400 High Point Drive, Suite 400 ♦ Cocoa, Florida 32926 ♦ (321) 213-6037 ♦ Fax (321) 821-0910

B Vedlegg Effekt tørrkjøler

Beregningene gjort av TTC Norge er gitt i dette vedlegget.

TTC NORGE AS, P.O. Box 54, N-1851 Mysen. Tlf. +47 69 84 51 00



Customer **Una Prestegaard**
Attention
Quotation **OJB060314 / ojb**

Version 6.6.3
Date 24.03.2014, Page 1

Reference : **13 - BTZC-W-146-450 27°C**
Product Code : **CW-TR-2,5-4320-1440-6R-18-S-Cu/Al**

Capacity **190.91 kW**

Air-Side Data

Barometric Pressure	101.325 kPa
Density	1.225 kg/m ³
Volume	13.400 m ³ /s
Face Velocity	2.15 m/s
Entering Temp./RH	27,00 / 50,0 °C / %
Leaving Temp./RH	17,39 / 84,3 °C / %
S.H.R.	0.85
Condensate	0.686 l/min
Air Pressure Drop	74 Pa

Fluid-Side Data

Medium : Væske for brønn sirk

Inlet	8.00 °C
Outlet	19.70 °C
Flow Rate	4.00 l/s
Tube Velocity	1.13 m/s
Density	960.000 kg/m ³
Specific Heat	4,250.00 J/kg/K
Thermal Conductivity	0.440 W/m/K
Viscosity	4.500 mPa.s
Pressure Drop	66.83 kPa

Physical Data

Tubes	Cu 16.00 x 0,45mm	Surface Area	814.79 m ²
Headers(L)	Cu	Internal Volume	137.90 dm ³
Inlet	1 x 2 1/2" BSP	Fins	Al, 0.13x370
Design Pressure	10 bar	Outlet	1 x 2 1/2" BSP

Price & Delivery

Price Each	-999.00 NOK	Delivery	4-6 Week(s)
Quantity	1		

Notes

"Tørrkjøler" for lading av borehull.

4 vifter a 450 rpm. Effekt pr. motor: 1,05 kW, 3,2/1,8A 230/400V

Utvendige mål:

B x H x D: 4600 x 1560 x 1500 mm

Lydnivå: 48 dB på 10 meter.

Viftene kan frekvensreguleres for å redusere lydnivået.

Utvendig / innvendig areal: 814 m² / 30,8 m²

Total U-verdi: 28,22W/m²/K ved Delta T = 8,3 K

Reference : **14 - BTZC-W-146-450 27°C**
 Product Code : **CW-TR-2,5-4320-1440-6R-18-S-Cu/Al**

Capacity 143.68 kW

Air-Side Data

Barometric Pressure	101.325 kPa
Density	1.225 kg/m ³
Volume	13.400 m ³ /s
Face Velocity	2.15 m/s
Entering Temp./RH	27,00 / 50,0 °C / %
Leaving Temp./RH	19,05 / 79,2 °C / %
S.H.R.	0.93
Condensate	0.230 l/min
Air Pressure Drop	70 Pa

Fluid-Side Data

Medium : Væske for brønn sirk

Inlet	12.00 °C
Outlet	20.80 °C
Flow Rate	4.00 l/s
Tube Velocity	1.13 m/s
Density	960.000 kg/m ³
Specific Heat	4,250.00 J/kg/K
Thermal Conductivity	0.440 W/m/K
Viscosity	4.500 mPa.s
Pressure Drop	66.83 kPa

Physical Data

Tubes	Cu 16.00 x 0,45mm	Surface Area	814.79 m ²
Headers(L)	Cu	Internal Volume	137.90 dm ³
Inlet	1 x 2 1/2" BSP	Fins	Al, 0.13x370
Design Pressure	10 bar	Outlet	1 x 2 1/2" BSP

Price & Delivery

Price Each	-999.00 NOK	Delivery	4-6 Week(s)
Quantity	1		

Notes

"Tørrkjøler" for lading av borehull.

4 vifter a 450 rpm. Effekt pr. motor: 1,05 kW, 3,2/1,8A 230/400V

Utvendige mål:
 B x H x D: 4600 x 1560 x 1500 mm

Lydnivå: 48 dB på 10 meter.
 Viftene kan frekvensreguleres for å redusere lydnivået.

Utvendig / innvendig areal: 814 m² / 30,8 m²
 Total U-verdi: 26,66W/m²/K ved Delta T = 6,61K



Customer **Una Prestegaard**
 Attention
 Quotation **OJB060314 / ojb**

Version 6.6.3
 Date 24.03.2014, Page 3

Reference : **15 - BTZC-W-146-450 22°C**
 Product Code : **CW-TR-2,5-4320-1440-6R-18-S-Cu/Al**

Capacity 132.89 kW

Air-Side Data

Barometric Pressure	101.325 kPa
Density	1.225 kg/m ³
Volume	13.400 m ³ /s
Face Velocity	2.15 m/s
Entering Temp./RH	22,00 / 50,0 °C / %
Leaving Temp./RH	14,49 / 78,5 °C / %
S.H.R.	0.95
Condensate	0.166 l/min
Air Pressure Drop	70 Pa

Fluid-Side Data

Medium : Væske for brønn sirk

Inlet	8.00 °C
Outlet	16.14 °C
Flow Rate	4.00 l/s
Tube Velocity	1.13 m/s
Density	960.000 kg/m ³
Specific Heat	4,250.00 J/kg/K
Thermal Conductivity	0.440 W/m/K
Viscosity	4.500 mPa.s
Pressure Drop	66.83 kPa

Physical Data

Tubes	Cu 16.00 x 0,45mm	Surface Area	814.79 m ²
Headers(L)	Cu	Internal Volume	137.90 dm ³
Inlet	1 x 2 1/2" BSP	Fins	Al, 0.13x370
Design Pressure	10 bar	Outlet	1 x 2 1/2" BSP

Price & Delivery

Price Each	-999.00 NOK	Delivery	4-6 Week(s)
Quantity	1		

Notes

"Tørrkjøler" for lading av borehull.

4 vifter a 450 rpm. Effekt pr. motor: 1,05 kW, 3,2/1,8A 230/400V

Utvendige mål:
 B x H x D: 4600 x 1560 x 1500 mm

Lydnivå: 48 dB på 10 meter.
 Viftene kan frekvensreguleres for å redusere lydnivået.

Utvendig / innvendig areal: 814 m² / 30,8 m²
 Total U-verdi: 26,44 W/m²/K ved Delta T = 6,17 K

Reference : **16 - BTZC-W-146-450 22°C**
Product Code : **CW-TR-2,5-4320-1440-6R-18-S-Cu/Al**

Capacity 92.37 kW

Air-Side Data

Barometric Pressure	101.325 kPa
Density	1.225 kg/m ³
Volume	13.400 m ³ /s
Face Velocity	2.15 m/s
Entering Temp./RH	22,00 / 50,0 °C / %
Leaving Temp./RH	16,49 / 70,1 °C / %
S.H.R.	1.00
Condensate	0.000 l/min
Air Pressure Drop	66 Pa

Fluid-Side Data

Medium : Væske for brønn sirk

Inlet	12.00 °C
Outlet	17.66 °C
Flow Rate	4.00 l/s
Tube Velocity	1.13 m/s
Density	960.000 kg/m ³
Specific Heat	4,250.00 J/kg/K
Thermal Conductivity	0.440 W/m/K
Viscosity	4.500 mPa.s
Pressure Drop	66.83 kPa

Physical Data

Tubes	Cu 16.00 x 0,45mm	Surface Area	814.79 m ²
Headers(L)	Cu	Internal Volume	137.90 dm ³
Inlet	1 x 2 1/2" BSP	Fins	Al, 0.13x370
Design Pressure	10 bar	Outlet	1 x 2 1/2" BSP

Price & Delivery

Price Each	-999.00 NOK	Delivery	4-6 Week(s)
Quantity	1		

Notes

"Tørrkjøler" for lading av borehull.

4 vifter a 450 rpm. Effekt pr. motor: 1,05 kW, 3,2/1,8A 230/400V

Utvendige mål:

B x H x D: 4600 x 1560 x 1500 mm

Lydnivå: 48 dB på 10 meter.

Viftene kan frekvensreguleres for å redusere lydnivået.

Utvendig / innvendig areal: 814 m² / 30,8 m²

Total U-verdi: 25,68 W/m²/K ved Delta T = 4,41 K

Leveringsbetingelser: DDP TERMINAL OSLO,

Betalings betingelser: netto pr. 30 dager.

Tilbudets gyldighet: 60 dager.

Med vennlig hilsen

Ole Johan Bakker

C Inn- og utdata fra årssimulering i SIMIEN

Byggetekniske data for Ljan skole, basert på energimerking av skolen, som er brukt i en simulering av bygningen i SIMIEN er gitt nedenfor [55]. Inn- og utdataene gjelder for en normal driftssituasjon av ventilasjonsanlegget ved skolen.

Dokumentasjon av sentrale inndata (1)		
Beskrivelse	Verdi	Dokumentasjon
Areal yttervegger [m ²]:	2133	
Areal tak [m ²]:	1535	
Areal gulv [m ²]:	1352	
Areal vinduer og ytterdører [m ²]:	462	
Oppvarmet bruksareal (BRA) [m ²]:	4057	
Oppvarmet luftvolum [m ³]:	13040	
U-verdi yttervegger [W/m ² K]	0,76	
U-verdi tak [W/m ² K]	0,23	
U-verdi gulv [W/m ² K]	0,25	
U-verdi vinduer og ytterdører [W/m ² K]	2,51	
Areal vinduer og dører delt på bruksareal [%]	11,4	
Normalisert kuldebroverdi [W/m ² K]:	0,11	
Normalisert varmekapasitet [Wh/m ² K]	76	
Lekkasjetall (n50) [1/h]:	1,50	
Temperaturvirkningsgr. varmegjenvinner [%]:	60	
Dokumentasjon av sentrale inndata (2)		
Beskrivelse	Verdi	Dokumentasjon
Estimert virkningsgrad gjenvinner justert for frostsikring [%]:	60,0	
Spesifikk vifteeffekt (SFP) [kW/m ³ /s]:	2,00	
Luftmengde i driftstiden [m ³ /hm ²]	15,2	
Luftmengde utenfor driftstiden [m ³ /hm ²]	0,0	
Systemvirkningsgrad oppvarmingsanlegg:	1,81	
Installert effekt romoppv. og varmebatt. [W/m ²]:	183	
Settpunkttemperatur for romoppvarming [°C]	21,0	
Systemeffektfaktor kjøling:	2,50	
Settpunkttemperatur for romkjøling [°C]	0,0	
Installert effekt romkjøling og kjølebatt. [W/m ²]:	0	
Spesifikk pumpeeffekt romoppvarming [kW/(l/s)]:	0,50	
Spesifikk pumpeeffekt romkjøling [kW/(l/s)]:	0,00	
Spesifikk pumpeeffekt varmebatteri [kW/(l/s)]:	0,00	
Spesifikk pumpeeffekt kjølebatteri [kW/(l/s)]:	0,00	
Driftstid oppvarming (timer)	10,0	
Dokumentasjon av sentrale inndata (3)		
Beskrivelse	Verdi	Dokumentasjon
Driftstid kjøling (timer)	0,0	
Driftstid ventilasjon (timer)	10,0	
Driftstid belysning (timer)	10,0	
Driftstid utstyr (timer)	10,0	
Oppholdstid personer (timer)	10,0	
Effektbehov belysning i driftstiden [W/m ²]	10,00	
Varmetilskudd belysning i driftstiden [W/m ²]	10,00	
Effektbehov utstyr i driftstiden [W/m ²]	6,00	
Varmetilskudd utstyr i driftstiden [W/m ²]	6,00	
Effektbehov varmtvann på driftsdager [W/m ²]	4,50	
Varmetilskudd varmtvann i driftstiden [W/m ²]	0,00	
Varmetilskudd personer i oppholdstiden [W/m ²]	12,00	
Total solfaktor for vindu og solskjerming:	0,45	
Gjennomsnittlig karmfaktor vinduer:	0,28	
Solskjermingsfaktor horisont/bygningsutspring:	1,00	

Inndata bygning	
Beskrivelse	Verdi
Bygningskategori	Skolebygg
Simuleringsansvarlig	Una Prestegaard
Kommentar	
Inndata energiforsyning	
Beskrivelse	Verdi
1a Direkte el.	Systemvirkningsgrad: 0,98 Kjølefaktor: 2,50 Energipris: 0,80 kr/kWh CO2-utslipp: 395 g/kWh Andel romoppvarming: 25,0% Andel oppv, tappevann: 20,0% Andel varmebatteri: 25,0 % Andel kjølebatteri: 100,0 % Andel romkjøling: 100,0 % Andel el, spesifikt: 100,0 %
5 Biobrensel	Systemvirkningsgrad: 0,73 Kjølefaktor: 2,50 Energipris: 0,65 kr/kWh CO2-utslipp: 14 g/kWh Andel romoppvarming: 5,0% Andel oppv, tappevann: 5,0% Andel varmebatteri: 5,0 % Andel kjølebatteri: 0,0 % Andel romkjøling: 0,0 % Andel el, spesifikt: 0,0 %
1b El. Varmepumpe	Systemvirkningsgrad: 2,80 Kjølefaktor: 2,50 Energipris: 0,80 kr/kWh CO2-utslipp: 395 g/kWh Andel romoppvarming: 65,0% Andel oppv, tappevann: 60,0% Andel varmebatteri: 65,0 % Andel kjølebatteri: 0,0 % Andel romkjøling: 0,0 % Andel el, spesifikt: 0,0 %
1c El. solenergi	Systemvirkningsgrad: 9,03 Kjølefaktor: 2,50 Energipris: 0,80 kr/kWh CO2-utslipp: 395 g/kWh Andel romoppvarming: 5,0% Andel oppv, tappevann: 15,0% Andel varmebatteri: 5,0 % Andel kjølebatteri: 0,0 % Andel romkjøling: 0,0 % Andel el, spesifikt: 0,0 %
Inndata oppvarming	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Oppvarmingstype - vannbårent (oppvarming)
Settpunkttemperatur i driftstid	21,0 °C
Settpunkttemperatur utenfor driftstiden	21,0 °C
Maks. kapasitet	116 W/m ²
Konvektiv andel oppvarming	0,50
Driftstid	10:00 timer drift pr døgn
Vannbårent oppvarmingsanlegg	Ja
Turtemperatur	50,0 °C
Returtemperatur	35,0 °C
Spesifikk pumpeeffekt	0,50 kW/(l/s)

Inndata rom/sone	
Beskrivelse	Verdi
Oppvarmet gulvareal	4057,0 m ²
Oppvarmet luftvolum	13040,0 m ³
Normalisert kuldebroverdi	0,11 W/(m ² K)
Varmekapasitet møbler/interiør	4,0 Wh/m ² (Middels møblert rom)
Lekkasjetall (luftskifte v. 50pa)	1,50 ach
Skjerming i terrenget	Skjernet
Fasadesituasjon	Flere eksponerte fasader
Driftsdager i Januar	20
Driftsdager i Februar	20
Driftsdager i Mars	23
Driftsdager i April	22
Driftsdager i Mai	21
Driftsdager i Juni	19
Driftsdager i Juli	0
Driftsdager i August	12
Driftsdager i September	22
Driftsdager i Oktober	21
Driftsdager i November	22
Driftsdager i Desember	18
Inndata fasade/yttervegg	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Vegger (fasade)
Totalt areal	2595,0 m ²
Retning (0=Nord, 180=Sør)	90°
Innv. akkumulerende sjikt	Egendefinert Varmekapasitet 61,0 Wh/m ² K
Konstruksjon	Egendefinert Uverdi: 0,76 W/m ² K
Inndata vinduselement	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Vinduer, dører, glass (Vindu(er) på Vegger)
Antall vinduer	275
Høyde vindu(er)	1,40 m
Bredde vindu(er)	1,20 m
Karm-/ramme faktor	0,28
Total U-verdi (rute+karm/rammekonstr.)	2,51 W/m ² K
Konstant (fast) solskjerming	Egendefinert Total solfaktor: 0,45
Inndata yttertak	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Tak (yttertak)
Totalt areal	1535,0 m ²
Retning (0=Nord, 180=Sør)	180°
Takvinkel	36,0°
Innv. akkumulerende sjikt	Egendefinert Varmekapasitet 39,0 Wh/m ² K
Konstruksjon	Egendefinert Uverdi: 0,23 W/m ² K

Inndata oppvarming	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Oppvarmingstype - vannbårent (oppvarming)
Settpunkttemperatur i driftstid	21,0 °C
Settpunkttemperatur utenfor driftstiden	21,0 °C
Maks. kapasitet	116 W/m ²
Konvektiv andel oppvarming	0,50
Driftstid	10:00 timer drift pr døgn
Vannbårent oppvarmingsanlegg	Ja
Turtemperatur	50,0 °C
Returtemperatur	35,0 °C
Spesifikk pumpeeffekt	0,50 kW/(l/s)
Inndata belysning	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Internlaster (internlaster, belysning)
Effekt/Varmetilskudd belysning	I driftstiden; Effekt: 10,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 100 % Utenfor driftstiden; Effekt: 0,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 100 % På helg/feriedager; Effekt: 0,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 100 % Antall timer drift pr døgn: 10:00
Inndata teknisk utstyr (internlast)	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Internlaster (internlaster, teknisk utstyr)
Effekt/Varmetilskudd teknisk utstyr	I driftstiden; Effekt: 6,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 100 % Utenfor driftstiden; Effekt: 0,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 100 % På helg/feriedager; Effekt: 0,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 100 % Antall timer drift pr døgn: 10:00
Inndata oppvarming av tappevann	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Internlaster (internlaster, tappevann)
Tappevann	Driftsdag; Midlere effekt: 4,5 W/m ² ; Varmetilskudd: 0 %; Vanndamp: 0,0 g/m ² Helg/feriedag; Midlere effekt: 0,0 W/m ² ; Varmetilskudd: 0 %; ; Vanndamp: 0,0 g/m ²
Inndata varmetilskudd personer (internlast)	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Internlaster (internlaster, varmetilskudd personer)
Varmetilskudd personer	I arbeidstiden: 12,0 W/m ² Utenfor arbeidstiden: 0,0 W/m ² Ferie/helgedager: 0,0 W/m ² Antall arbeidstimer: 10:00
Inndata gulv mot friluft/kryprom/grunn	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Gulv (gulv)
Oppvarmet gulvareal	1352,0 m ²
Gulvtype	Gulv mot friluft
Innv. akk. sjikt gulv	Egendefinert Varmekapasitet 76,2 Wh/m ² K
Gulvkonstruksjon	Egendefinert Uverdi: 0,25 W/m ² K
Inndata CAV	
Beskrivelse	Verdi
Navn:	Ventilasjon (CAV ventilasjon)
Ventilasjonstype	Balansert ventilasjon
Driftstid	10:00 timer drift pr døgn
Luftmengde	I driftstiden: tilluft = 15.2 m ³ /hm ² , avtrekk = 15.2 m ³ /hm ² Utenfor driftstiden: tilluft = 0.0 m ³ /hm ² , avtrekk = 0.0 m ³ /hm ² Helg/feridag: tilluft = 0.0 m ³ /hm ² , avtrekk = 0.0 m ³ /hm ²
Tilluftstemperatur	18.0 °C
Varmebatteri	Ja Maks. kapasitet: 67 W/m ²
Kjølebatteri	
Varmegjenvinner	Ja, temperaturvirkningsgrad: 0.60
Vifter	Plassering tilluftsvifte: Før gjenvinner Plassering avtrekksvifte: Før gjenvinner
SFP-faktor vifter	2.0 kW/m ³ /s

D MatLab-kode

Skriptene som gir inndata til borehullsmodellen er gitt under. Koden er delt inn etter ladekilden, i rekkefølgen platesolfanger, bakkesolfanger, uteluft og ventilasjonsluft. I samme rekkefølge er koden for energiberegningene for hver kilde lagt ved.

```
function [TIN,W,opt,m,Fluid_Prop] = UNA(Temp_ut,Temp_in,t,m0,dt);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Kommando for å starte program, viser til borehullsmodellen:

%   Fluid_Prop(1)= 4200;      % Specific heat of heat carrier
%   Fluid_Prop(2)= 0.6;      % thermal conductivity
%   Fluid_Prop(3)= 960;      % density
%   Fluid_Prop(4)= 0.003;    % dynamic viscosity

% [OutletT,InletT,time,Q,Tstepp]=
% U_kollektor_UNAP(m0,depth,draw,time1,dtmax,Fluid_Prop)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Input from BHE model

%   Temp_ut      Current outlet temperature from BHE (degrees celsius)
%   Temp_in      Current inlet temperature to BHE (degrees celsius)
%   t            Current time (s)
%   m0           Current mass flow rate (kg / s)
%   dt           Current time stepp

%Output from UNA-function

%   TIN New inlet temperature to BHE (degrees celsius)
%   W   New thermal effect to BHE (W/m)
%   opt % if opt ==1 use W, else use TIN.
%   m   New mass flow rate (kg / s)

%   Fluid_Prop Fluid properties of heat carrier

%   Fluid_Prop(1)= Cp_fluid % Specific heat of heat carrier
%   Fluid_Prop(2)= k_fluid  % thermal conductivity
%   Fluid_Prop(3)= dens_fluid % density
%   Fluid_Prop(4)= my_fluid % dynamic viscosity
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% PLATESOLFANGER %%%%%%%%%
%TIN er inndata til borehullsmodellen
opt=0;
m=m0;
Fluid_Prop(1)= 3380;
Fluid_Prop(2)= 0.449;
```

```

Fluid_Prop(3)= 1103;
Fluid_Prop(4)= 0.0063;

load datamaisep %Henter inn data for utetemperatur og solinnstråling
T_ute1=datamaisep(:,2);%målinger hver time
tidute=[0:length(T_ute1)-1];%tidsvektor med antall timer
I_t=datamaisep(:,7);%målinger hvert 10. minutt
tidsol=[0:length(I_t)-1];%tidsvektor for hvert 10. minutt

N_panel=21;
A_col_abs=1.87;
A_g=2.03;
A_col=N_panel*A_g;
a1=0.589;%FR*tau*alpha
a2=3.405;%FR*UL
m_test=0.0177; %[kg/sm2]

%For hver gang borehullsmodellen kaller på dette skriptet skjer:
I_T=interp1(tidsol, I_t,t/600);
T_ute=interp1(tidute,T_ute1,t/3600);

if I_T>200
    m=m_test*A_col_abs*N_panel;
    eta=a1-((a2/I_T)*(Temp_ut-T_ute));
    TIN=Temp_ut+(A_col*eta*I_T/(Fluid_Prop(1)*m));
else
    m=0;
    TIN=Temp_ut;
end

W=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% BAKKESOLFANGER %%%%%%%%%
% W er inndata til borehullsmodellen
opt=1;
m=m0;
Fluid_Prop(1)= 4295;
Fluid_Prop(2)= 0.433;
Fluid_Prop(3)= 967.7;
Fluid_Prop(4)= 0.00367;

V_v=4.4; %[L/s] gjennomsnittlig volumstrøm for ti borehull
m_10=V_v*Fluid_Prop(3)/1000;

load datamaisep %Henter inn driftsdata for levert effekt fra bakkesolfanger
Wmeter=datamaisep(:,3);%Negativ verdi

a=ceil(t/3600);
if Wmeter(a)<0

```

```

        m=m_10/10;
        W=Wmeter(a);
    else
        m=0;
        W=0;
    end

TIN=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% TØRRKJØLER %%%%%%%%%
% W er inndata til borehullsmodellen
opt=1;
m=m0;
Fluid_Prop(1)= 4295;
Fluid_Prop(2)= 0.433;
Fluid_Prop(3)= 967.7;
Fluid_Prop(4)= 0.00367;

H=200;%dybde brønner
V=4;%[L/s] volumstrøm for ti borehull
m_10=V*Fluid_Prop(3)/1000;

load datamaisep %Henter inn data for utetemperatur
T_ute1=datamaisep(:,2);
tid=[0:length(T_ute1)-1];

T_ute=interp1(tid,T_ute1,t/3600);
DT=T_ute-Temp_ut;
if DT>7
    m=m_10/10;
    W=-((0.0057*DT^3-0.076*DT^2+9.4*DT-0.00011)*1000)/(H*10);%[W/m]
else
    m=0;
    W=0;
end

TIN=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VENTILASJONSLUFT %%%%%%%%%
% TIN er input. Koden er vist for en luftmengde på 11 m3/hm2, og når
% temperaturen på luften tas ned til 17 grader.
opt=0;
m=m0;
V_v=4.4;%[L/s] volumstrøm for ti borehull

Fluid_Prop(1)= 4295;
Fluid_Prop(2)= 0.433;
Fluid_Prop(3)= 967.7;

```

```

Fluid_Prop(4)= 0.00367;

load DT %Temperaturøkningen borehullsvæsken kan oppnå basert på Tavtrekk
DTv11_15=DT(:,5);

a=ceil(t/3600);

if DTv11_15(a)>0
    m=(V_v*Fluid_Prop(3)/1000)/10;
    TIN=Temp_ut+DTv11_15(a);
else
    m=0;
    TIN=Temp_ut;
end

W=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
end

%ENERGI LEVERT FRA PLATESOLFANGEREN
Q_levert=0;
temp=0;
ctemp=0;
count=0;

c_p=3380; %J/kgK
rho=1103; %kg/m3
viskositet=0.0063; %kg/ms
m_test=0.0177; %kg/s/m2
A_col_g=2.03; %m2
A_col_abs=1.87; %absorbatorareal
N_panel=14; %antall solfangerpanel
D=0.0176*2; %m, indre diameter vv-rør i boregull
eta_pumpe=0.6;
H=200;
m=m_test*A_col_abs*N_panel; %kg/s per borehull
u_b=m/(rho*pi()*(D/2)^2);%m/s

load datamaisep

I_T1=datamaisep(:,7);
tidsol=[0:length(I_T1)-1];
Tute1=datamaisep(:,2);
tidute=[0:length(Tute1)-1];

for i=1:length(Q)
    if Q(i)<0
        if time(i)>(744+720+744+744+720)*3600
            UT=OutletT(i-1)
            break
        end
    end
end

```

```

else
    Q_levert=temp+(Q(i)*Tstepp(i))/(3600*1000);
    temp=Q_levert;

    %Teller antall sekunder det leveres energi
    count=ctemp+Tstepp(i);
    ctemp=count;
end
end
end

%Trykktap solfangerpanel
vol_panel=m_test*A_col_abs*1000/rho;%volumstrøm [L/s] gjennom ett panel
p_panel=-1.3e4*vol_panel^3+8.5e3*vol_panel^2+9.4e3*vol_panel+1.7e-13;

%Trykktap U-rør
Re=(u_b*D*rho)/(viskositet)
if Re<2300
    f=64/Re;
else
    f=1 /(((0.79*log(Re))-1.64)^2);
end

p_U=(f*rho*u_b^2*(2*H+2*50))/(2*D);
p_tot=p_panel+p_U
W_dot_pumpe=(p_tot*(m*10/rho))/(eta_pumpe*1000);%kW
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Energi levert til ett borehull i [kWh]
Q_levert ;
%Total energi levert til de 10 borehullene i [MWh]
Q_levert*10/1000;
%Antall timer det leveres energi til brønnene
timer=count/3600;
%Energibruk for pumpe&vifter for å levere energi til 10 brønner i [MWh]
Energiforbruk=W_dot_pumpe*timer/1000;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%ENERGI LEVERT FRA BAKKESOLFANGEREN
Q_levert=0;
temp=0;
count=0;
ctemp=0;

eta_pumpe=0.6;
rho=967.7;%kg/m3
viskositet=0.00367;
c_p=4295;%J/kgK
V_v=4.4;%L/s
m_10=V_v*rho/1000;%kg/s
m=m_10/10;%kg/s

```

```

H=200;%m
D=2*0.0176;%m, id U-rør
L_b=(2*H)+(2*50);%lengde U-rør fra til teknisk rom
u_b=m/(rho*pi()*(D/2)^2);%m/s

id_bakke=20.4e-3;%m, id rør bakkesolfanger
ant=24;%antall rørslyfer
L_bakke=200;%m, lengde rørslyfe
u_bakke=(m_10/24)/(rho*pi()*(id_bakke/2)^2);%[m/s]

for i=1:length(Q)
    if Q(i)<0
        if time(i)>(744)*3600
            UT=OutletT(i-1)
            break
        else
            Q_levert=temp+(Q(i)*Tstepp(i))/(3600*1000);
            temp=Q_levert;

            %Teller antall sekunder det leveres energi
            count=ctemp+Tstepp(i);
            ctemp=count;
        end
    end
end

%Trykktap sløyfe bakke
Re_bakke=(u_bakke*rho*id_bakke)/viskositet;
if Re_bakke<2300
    f_bakke=64/Re_bakke;
else
    f_bakke=1 /(((0.79*log(Re_bakke))-1.64)^2);
end
p_bakke=(f_bakke*rho*u_bakke^2*L_bakke)/(2*id_bakke);

%Trykktap U-rør
Re=(u_b*D*rho)/viskositet;
if Re<2300
    f=64/Re;
else
    f=1 /(((0.79*log(Re))-1.64)^2);
end
p_vv=(f*rho*u_b^2*L_b)/(2*D);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
p_tot=p_vv+p_bakke;
W_dot_pumpe=(p_tot*(m*10/rho))/(eta_pumpe*1000);%kW
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Energi levert til ett borehull i [kWh]
Q_levert; %kWh

```

```

%Total energi levert til de 10 borehullene i [MWh]
Q_levert*10/1000;
%Antall timer det leveres energi til brønnene
timer=count/3600;
%Energibruk for pumpe&vifter for å levere energi til 10 brønner i [MWh]
Energiforbruk=W_dot_pumpe*timer/1000;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%ENERGI LEVERT FRA UTELUFT
Q_levert=0;
temp=0;
ctemp=0;
count=0;
V=4;
rho=967.7;%kg/m3
m_10=V*rho/1000;%kg/s gjennom tørrkjøler
m=m_10/10; %kg/s ett borehull
c_p=4295; %J/kgK
viskositet=0.00367;%kg/ms
D=2*0.0176;%m, id U-rør
eta_pumpe=0.6;
H=200;%m
u_b=m/(rho*pi()*(D/2)^2);%m/s

%Energileveranse til 1 borehull
for i=1:length(Q)
    if Q(i)<0
        if time(i)==max(time)
            break
        else
            Q_levert=temp+(Q(i)*Tstepp(i))/(3600*1000);
            temp=Q_levert;

            %Teller antall sekunder det leveres energi
            count=ctemp+Tstepp(i);
            ctemp=count;
        end
    end
end

%Energibruk tørrkjøler
N_vifte=4;
eff_vifte=1.05;%kW

W_dot_vifte_10=(eff_vifte*N_vifte);%kW

%Sirkulasjonspumpe
Re=(u_b*D*rho)/(viskositet)
if Re<2300
    f=64/Re;

```



```

else
f=1 /(((0.79*log(Re))-1.64)^2);
end

p_vv=(f*rho*u_b^2*((2*H)+(2*50)))/(2*D)%trykktap U-rør
p_tk=66.83e3 %trykktap væskeside tørrkjøler
p_tot_borehull=p_vv+p_tk;
W_dot_pumpe=(p_tot_borehull*(m_10/rho))/(eta_pumpe*1000);%[kW]
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Energi levert til ett borehull i [kWh]
Q_levert; %kWh
%Total energi levert til de 10 borehullene i [MWh]
Q_levert*10/1000;
%Antall timer det leveres energi til brønnene
timer=count/3600;
%Energibruk for pumpe&vifter for å levere energi til 10 brønner i [MWh]
Energiforbruk=(W_dot_pumpe+W_dot_vifte_10)*timer/1000;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%ENERGI LEVERT FRA VENTILASJONSLUFTEN
v11=12.40;%m3/s
SFP_v11=0.94;%kW/(m3/s)
SFP_V=v11*SFP_v11;

Q_levert=0;
temp=0;
count=0;
ctemp=0;
Event=0;
etemp=0;

rho=967.7;%kg/m3
c_p=4295;%J/kgK
viskositet=0.00367;
V_b=4.4;%L/s
D=2*0.0176;%m, id U-rør
H=200;%m
eta_pumpe=0.6;

m_10=V_b*rho/1000;%total massestrøm ti borehull
m=m_10/10;%kg/s per borehull
u_b=m/(rho*pi()*(D/2)^2);%m/s per borehull
L_vv=(2*H)+(2*50);%lengde U-rør fra til teknisk rom

SFP_maksv=2.1;
SFP_maks=2;

for i=1:length(Q)
    if Q(i)<0
        if time(i)==max(time)
            break

```

```

else
Q_levert=temp+(Q(i)*Tstepp(i)/(3600*1000));
temp=Q_levert;
end
if time(i)/3600<1344 || time(i)/3600>2568
    %ekstra energi for å ta luft over varmeveksler
    Event=etemp+
    ((SFP_maksv-SFP_maks)*(15.2*4057/3600)*(Tstepp(i)/3600));
    etemp=Event;
    %Teller antall sekunder hvor sirkpumpen går med vanlig vent
    count=ctemp+Tstepp(i);
    ctemp=count;
end
end
end

%Trykktap væskeside varmeveksler
p_vent=65e3;
%Trykktap U-rør
Re=(u_b*D*rho)/viskositet;
if Re<2300
    f=64/Re;
else
f=1 /(((0.79*log(Re))-1.64)^2);
end
p_vv=(f*rho*u_b^2*L_vv)/(2*D);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
p_tot=p_vv+p_vent
W_dot_pumpe=(p_tot*(m*10/rho))/(eta_pumpe*1000); %kW
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Energi levert til ett borehull i [kWh]
Q_levert; %kWh
%Total energi levert til de 10 borehullene i [MWh]
Q_levert*10/1000
%Antall timer det leveres energi til brønnene
timer=count/3600;
timer_sirk=timer+51*14;
%Energibruk for pumpe&vifter for å levere energi til 10 brønner i [MWh]
Energiforbruk=(W_dot_pumpe*timer+Event+(51*14*(SFP_V+W_dot_pumpe)))/1000;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

E Inn- og utdata i EED-simuleringer

Bakkesolfanger

Inn- og utdata fra en EED-simulering over 25 år med bakkesolfanger som ladekilde.

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU
Input file: \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\master EED\BAKKEVINTERpeak.dat
This output file: BAKKEVINTERPEAK.OUT Date: 29,05,2014 Time: 13:29:48

QUICK FACTS

Number of boreholes	24
Borehole depth	200,00 m
Total borehole length	4800,00 m

DESIGN DATA

=====

GROUND

Ground thermal conductivity	3,600 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,160 MJ/(m ³ ·K)
Ground surface temperature	6,00 °C
Geothermal heat flux	0,0500 W/m ²

BOREHOLE

Configuration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Borehole depth	200,00 m
Borehole spacing	6,50 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	139,70 mm
U-pipe diameter	40,000 mm
U-pipe thickness	2,400 mm
U-pipe thermal conductivity	0,420 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	95,000 mm
Filling thermal conductivity	0,600 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W

THERMAL RESISTANCES

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

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity	0,4330 W/(m·K)
Specific heat capacity	4295,000 J/(Kg·K)
Density	967,700 Kg/m ³
Viscosity	0,003670 Kg/(m·s)
Freezing point	-15,0 °C
Flow rate per borehole	0,479 l/s

BASE LOAD

Annual DHW load	0,00 MWh				
Annual heating load (DHW excluded)	220,00 MWh				
Annual cooling load	146,67 MWh				
Seasonal performance factor (DHW)	3,00				
Seasonal performance factor (heating)	3,00				
Seasonal performance factor (cooling)	99999,00				
Monthly energy profile [MWh]					
Month	Factor	Heat load	Factor	Cool load	Ground load
JAN	0,155	34,10	0,000	0,00	22,733
FEB	0,148	32,56	0,000	0,00	21,707
MAR	0,125	27,50	0,000	0,00	18,333
APR	0,099	21,78	0,000	0,00	14,520
MAY	0,064	14,08	0,238	34,91	-25,521
JUN	0,000	0,00	0,214	31,39	-31,388
JUL	0,000	0,00	0,250	36,67	-36,668

AUG	0,000	0,00	0,243	35,64	-35,641
SEP	0,061	13,42	0,055	8,07	0,880
OCT	0,087	19,14	0,000	0,00	12,760
NOV	0,117	25,74	0,000	0,00	17,160
DEC	0,144	31,68	0,000	0,00	21,120
Total	1,000	220,00	1,000	146,67	-0,005

PEAK LOAD

Monthly peak powers [kW]

Month	Peak heat	Duration	Peak cool	Duration [h]
JAN	0,00	0,0	0,00	0,0
FEB	0,00	0,0	0,00	0,0
MAR	0,00	0,0	0,00	0,0
APR	0,00	0,0	0,00	0,0
MAY	0,00	0,0	115,00	12,0
JUN	0,00	0,0	115,00	12,0
JUL	0,00	0,0	115,00	12,0
AUG	0,00	0,0	115,00	12,0
SEP	0,00	0,0	60,00	5,0
OCT	0,00	0,0	0,00	0,0
NOV	0,00	0,0	0,00	0,0
DEC	0,00	0,0	0,00	0,0

Number of simulation years 25
 First month of operation JAN

C A L C U L A T E D V A L U E S

Total borehole length 4800,00 m

THERMAL RESISTANCES

Borehole therm, res, internal	0,5555 (m·K)/W
Reynolds number	4570
Thermal resistance fluid/pipe	0,0114 (m·K)/W
Thermal resistance pipe material	0,0484 (m·K)/W
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W
Borehole therm, res, fluid/ground	0,1191 (m·K)/W
Effective borehole thermal res,	0,1251 (m·K)/W

SPECIFIC HEAT EXTRACTION RATE [W/m]

Month	Base load	Peak heat	Peak cool
JAN	6,49	0,00	-0,00
FEB	6,19	0,00	-0,00
MAR	5,23	0,00	-0,00
APR	4,14	0,00	-0,00
MAY	-7,28	0,00	-23,96
JUN	-8,96	0,00	-23,96
JUL	-10,46	0,00	-23,96
AUG	-10,17	0,00	-23,96
SEP	0,25	0,00	-12,50
OCT	3,64	0,00	-0,00
NOV	4,90	0,00	-0,00
DEC	6,03	0,00	-0,00

BASE LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,45	5,45	5,44	5,44	5,45
FEB	5,35	5,35	5,37	5,37	5,38
MAR	5,49	5,44	5,48	5,48	5,49
APR	5,68	5,64	5,68	5,69	5,69
MAY	9,03	8,99	9,02	9,03	9,03
JUN	9,79	9,78	9,79	9,80	9,80
JUL	10,48	10,53	10,52	10,52	10,53
AUG	10,69	10,73	10,73	10,74	10,74
SEP	7,81	7,82	7,83	7,83	7,84
OCT	6,74	6,71	6,73	6,73	6,74
NOV	6,27	6,21	6,23	6,23	6,23
DEC	5,76	5,71	5,72	5,73	5,73

BASE LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,38 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 10,74 °C at end of AUG

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,45	5,45	5,44	5,44	5,45
FEB	5,35	5,35	5,37	5,37	5,38
MAR	5,49	5,44	5,48	5,48	5,49
APR	5,68	5,64	5,68	5,69	5,69
MAY	9,03	8,99	9,02	9,03	9,03
JUN	9,79	9,78	9,79	9,80	9,80
JUL	10,48	10,53	10,52	10,52	10,53
AUG	10,69	10,73	10,73	10,74	10,74
SEP	7,81	7,82	7,83	7,83	7,84
OCT	6,74	6,71	6,73	6,73	6,74
NOV	6,27	6,21	6,23	6,23	6,23
DEC	5,76	5,71	5,72	5,73	5,73

PEAK HEAT LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,38 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 10,74 °C at end of AUG

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,45	5,45	5,44	5,44	5,45
FEB	5,35	5,35	5,37	5,37	5,38
MAR	5,49	5,44	5,48	5,48	5,49
APR	5,68	5,64	5,68	5,69	5,69
MAY	12,41	12,37	12,40	12,41	12,41
JUN	12,83	12,82	12,83	12,84	12,84
JUL	13,21	13,26	13,25	13,26	13,26
AUG	13,48	13,53	13,52	13,53	13,53
SEP	10,15	10,16	10,16	10,17	10,17
OCT	6,74	6,71	6,73	6,73	6,74
NOV	6,27	6,21	6,23	6,23	6,23
DEC	5,76	5,71	5,72	5,73	5,73

PEAK COOL LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,38 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 13,53 °C at end of AUG

Platesolfanger

Inn- og utdata fra en EED-simulering over 25 år med en platesolfanger som ladekilde.

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU
Input file: \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\master EED\SOLFANGERVINTERpeakload.dat
This output file: SOLFANGERVINTERPEAKLOAD.OUT Date: 29,05,2014 Time: 13:15:27

QUICK FACTS

Number of boreholes	24
Borehole depth	200,00 m
Total borehole length	4800,00 m

DESIGN DATA

=====

GROUND

Ground thermal conductivity	3,600 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,160 MJ/(m ³ ·K)
Ground surface temperature	6,00 °C
Geothermal heat flux	0,0500 W/m ²

BOREHOLE

Configuration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Borehole depth	200,00 m
Borehole spacing	6,50 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	139,70 mm
U-pipe diameter	40,000 mm
U-pipe thickness	2,400 mm
U-pipe thermal conductivity	0,420 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	95,000 mm
Filling thermal conductivity	0,600 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W

THERMAL RESISTANCES

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

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity	0,4490 W/(m·K)
Specific heat capacity	3380,000 J/(Kg·K)
Density	1103,000 Kg/m ³
Viscosity	0,006300 Kg/(m·s)
Freezing point	-15,0 °C
Flow rate per borehole	0,479 l/s

BASE LOAD

Annual DHW load	0,00 MWh
Annual heating load (DHW excluded)	220,00 MWh
Annual cooling load	146,67 MWh
Seasonal performance factor (DHW)	3,00
Seasonal performance factor (heating)	3,00
Seasonal performance factor (cooling)	99999,00

Monthly energy profile [MWh]

Month	Factor	Heat load	Factor	Cool load	Ground load
JAN	0,155	34,10	0,000	0,00	22,733
FEB	0,148	32,56	0,000	0,00	21,707
MAR	0,125	27,50	0,000	0,00	18,333
APR	0,099	21,78	0,000	0,00	14,520
MAY	0,064	14,08	0,297	43,56	-34,174
JUN	0,000	0,00	0,184	26,99	-26,987
JUL	0,000	0,00	0,161	23,61	-23,614

AUG	0,000	0,00	0,208	30,51	-30,507
SEP	0,061	13,42	0,150	22,00	-13,054
OCT	0,087	19,14	0,000	0,00	12,760
NOV	0,117	25,74	0,000	0,00	17,160
DEC	0,144	31,68	0,000	0,00	21,120
	-----	-----	-----	-----	-----
Total	1,000	220,00	1,000	146,67	-0,003

PEAK LOAD

Monthly peak powers [kW]

Month	Peak heat	Duration	Peak cool	Duration [h]
JAN	0,00	0,0	0,00	0,0
FEB	0,00	0,0	0,00	0,0
MAR	0,00	0,0	0,00	0,0
APR	0,00	0,0	0,00	0,0
MAY	0,00	0,0	275,00	7,3
JUN	0,00	0,0	275,00	4,9
JUL	0,00	0,0	275,00	4,5
AUG	0,00	0,0	275,00	5,7
SEP	0,00	0,0	225,00	4,9
OCT	0,00	0,0	0,00	0,0
NOV	0,00	0,0	0,00	0,0
DEC	0,00	0,0	0,00	0,0

Number of simulation years 25

First month of operation JAN

C A L C U L A T E D V A L U E S

=====
Total borehole length 4800,00 m

THERMAL RESISTANCES

Borehole therm, res, internal	0,5609 (m·K)/W
Reynolds number	3035
Thermal resistance fluid/pipe	0,0139 (m·K)/W
Thermal resistance pipe material	0,0484 (m·K)/W
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W
Borehole therm, res, fluid/ground	0,1207 (m·K)/W
Effective borehole thermal res,	0,1281 (m·K)/W

SPECIFIC HEAT EXTRACTION RATE [W/m]

Month	Base load	Peak heat	Peak cool
JAN	6,49	0,00	-0,00
FEB	6,19	0,00	-0,00
MAR	5,23	0,00	-0,00
APR	4,14	0,00	-0,00
MAY	-9,75	0,00	-57,29
JUN	-7,70	0,00	-57,29
JUL	-6,74	0,00	-57,29
AUG	-8,71	0,00	-57,29
SEP	-3,73	0,00	-46,88
OCT	3,64	0,00	-0,00
NOV	4,90	0,00	-0,00
DEC	6,03	0,00	-0,00

BASE LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,43	5,42	5,42	5,42	5,42
FEB	5,33	5,32	5,34	5,34	5,35
MAR	5,47	5,43	5,47	5,47	5,48
APR	5,67	5,64	5,69	5,69	5,70
MAY	9,80	9,77	9,81	9,81	9,82
JUN	9,51	9,50	9,51	9,52	9,52
JUL	9,41	9,44	9,44	9,45	9,45
AUG	10,20	10,25	10,25	10,25	10,26
SEP	8,89	8,91	8,92	8,92	8,93
OCT	6,74	6,72	6,73	6,73	6,74
NOV	6,27	6,21	6,23	6,24	6,24
DEC	5,76	5,72	5,73	5,74	5,74

BASE LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,35 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 10,26 °C at end of AUG

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,43	5,42	5,42	5,42	5,42
FEB	5,33	5,32	5,34	5,34	5,35
MAR	5,47	5,43	5,47	5,47	5,48
APR	5,67	5,64	5,69	5,69	5,70
MAY	9,80	9,77	9,81	9,81	9,82
JUN	9,51	9,50	9,51	9,52	9,52
JUL	9,41	9,44	9,44	9,45	9,45
AUG	10,20	10,25	10,25	10,25	10,26
SEP	8,89	8,91	8,92	8,92	8,93
OCT	6,74	6,72	6,73	6,73	6,74
NOV	6,27	6,21	6,23	6,24	6,24
DEC	5,76	5,72	5,73	5,74	5,74

PEAK HEAT LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,35 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 10,26 °C at end of AUG

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,43	5,42	5,42	5,42	5,42
FEB	5,33	5,32	5,34	5,34	5,35
MAR	5,47	5,43	5,47	5,47	5,48
APR	5,67	5,64	5,69	5,69	5,70
MAY	19,05	19,02	19,05	19,06	19,06
JUN	18,72	18,71	18,72	18,72	18,73
JUL	18,70	18,74	18,73	18,74	18,74
AUG	19,39	19,43	19,43	19,44	19,44
SEP	16,91	16,92	16,93	16,93	16,94
OCT	6,74	6,72	6,73	6,73	6,74
NOV	6,27	6,21	6,23	6,24	6,24
DEC	5,76	5,72	5,73	5,74	5,74

PEAK COOL LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,35 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 19,44 °C at end of AUG

Uteluft

Inn- og utdata fra en EED-simulering over 25 år med uteluft som ladekilde.

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU
Input file: \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\master EED\UTELUFTvinter.dat
This output file: UTELUFTVINTER.OUT Date: 29,05,2014 Time: 13:21:36

QUICK FACTS

Number of boreholes 24
Borehole depth 200,00 m
Total borehole length 4800,00 m

D E S I G N D A T A

=====

GROUND

Ground thermal conductivity 3,600 W/(m·K)
Ground heat capacity 2,160 MJ/(m³·K)
Ground surface temperature 6,00 °C
Geothermal heat flux 0,0500 W/m²

BOREHOLE

Configuration: 332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Borehole depth 200,00 m
Borehole spacing 6,50 m
Borehole installation Single-U
Borehole diameter 139,70 mm
U-pipe diameter 40,000 mm
U-pipe thickness 2,400 mm
U-pipe thermal conductivity 0,420 W/(m·K)
U-pipe shank spacing 95,000 mm
Filling thermal conductivity 0,600 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling 0,0000 (m·K)/W

THERMAL RESISTANCES

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

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity 0,4330 W/(m·K)
Specific heat capacity 4295,000 J/(Kg·K)
Density 967,700 Kg/m³
Viscosity 0,003670 Kg/(m·s)
Freezing point -15,0 °C
Flow rate per borehole 0,400 l/s

BASE LOAD

Annual DHW load 0,00 MWh
Annual heating load (DHW excluded) 220,00 MWh
Annual cooling load 146,67 MWh
Seasonal performance factor (DHW) 3,00
Seasonal performance factor (heating) 3,00
Seasonal performance factor (cooling) 99999,00

Monthly energy profile [MWh]

Month	Factor	Heat load	Factor	Cool load	Ground load
JAN	0,155	34,10	0,000	0,00	22,733
FEB	0,148	32,56	0,000	0,00	21,707
MAR	0,125	27,50	0,000	0,00	18,333
APR	0,099	21,78	0,000	0,00	14,520
MAY	0,064	14,08	0,180	26,40	-17,015
JUN	0,000	0,00	0,185	27,13	-27,135
JUL	0,000	0,00	0,277	40,63	-40,629

AUG	0,000	0,00	0,257	37,70	-37,696
SEP	0,061	13,42	0,101	14,81	-5,868
OCT	0,087	19,14	0,000	0,00	12,760
NOV	0,117	25,74	0,000	0,00	17,160
DEC	0,144	31,68	0,000	0,00	21,120
	-----	-----	-----	-----	-----
Total	1,000	220,00	1,000	146,67	-0,009

PEAK LOAD

Monthly peak powers [kW]

Month	Peak heat	Duration	Peak cool	Duration [h]
JAN	0,00	0,0	0,00	0,0
FEB	0,00	0,0	0,00	0,0
MAR	0,00	0,0	0,00	0,0
APR	0,00	0,0	0,00	0,0
MAY	0,00	0,0	70,00	5,0
JUN	0,00	0,0	105,00	8,0
JUL	0,00	0,0	105,00	8,0
AUG	0,00	0,0	120,00	8,0
SEP	0,00	0,0	70,00	5,0
OCT	0,00	0,0	0,00	0,0
NOV	0,00	0,0	0,00	0,0
DEC	0,00	0,0	0,00	0,0

Number of simulation years 25

First month of operation JAN

C A L C U L A T E D V A L U E S

Total borehole length 4800,00 m

THERMAL RESISTANCES

Borehole therm, res, internal	0,5593 (m·K)/W
Reynolds number	3815
Thermal resistance fluid/pipe	0,0132 (m·K)/W
Thermal resistance pipe material	0,0484 (m·K)/W
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W
Borehole therm, res, fluid/ground	0,1202 (m·K)/W
Effective borehole thermal res,	0,1288 (m·K)/W

SPECIFIC HEAT EXTRACTION RATE [W/m]

Month	Base load	Peak heat	Peak cool
JAN	6,49	0,00	-0,00
FEB	6,19	0,00	-0,00
MAR	5,23	0,00	-0,00
APR	4,14	0,00	-0,00
MAY	-4,86	0,00	-14,58
JUN	-7,74	0,00	-21,88
JUL	-11,60	0,00	-21,88
AUG	-10,76	0,00	-25,00
SEP	-1,67	0,00	-14,58
OCT	3,64	0,00	-0,00
NOV	4,90	0,00	-0,00
DEC	6,03	0,00	-0,00

BASE LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,43	5,44	5,43	5,43	5,44
FEB	5,33	5,34	5,37	5,37	5,38
MAR	5,47	5,44	5,48	5,49	5,50
APR	5,67	5,63	5,68	5,69	5,70
MAY	8,32	8,29	8,32	8,33	8,34
JUN	9,39	9,38	9,39	9,40	9,41
JUL	10,76	10,81	10,81	10,82	10,83
AUG	10,84	10,90	10,90	10,91	10,91
SEP	8,36	8,38	8,39	8,40	8,40
OCT	6,75	6,74	6,76	6,76	6,77
NOV	6,26	6,20	6,23	6,23	6,24
DEC	5,75	5,70	5,72	5,73	5,73

BASE LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,38 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 10,91 °C at end of AUG

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,43	5,44	5,43	5,43	5,44
FEB	5,33	5,34	5,37	5,37	5,38
MAR	5,47	5,44	5,48	5,49	5,50
APR	5,67	5,63	5,68	5,69	5,70
MAY	8,32	8,29	8,32	8,33	8,34
JUN	9,39	9,38	9,39	9,40	9,41
JUL	10,76	10,81	10,81	10,82	10,83
AUG	10,84	10,90	10,90	10,91	10,91
SEP	8,36	8,38	8,39	8,40	8,40
OCT	6,75	6,74	6,76	6,76	6,77
NOV	6,26	6,20	6,23	6,23	6,24
DEC	5,75	5,70	5,72	5,73	5,73

PEAK HEAT LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,38 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 10,91 °C at end of AUG

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,43	5,44	5,43	5,43	5,44
FEB	5,33	5,34	5,37	5,37	5,38
MAR	5,47	5,44	5,48	5,49	5,50
APR	5,67	5,63	5,68	5,69	5,70
MAY	10,14	10,10	10,14	10,15	10,16
JUN	12,17	12,16	12,18	12,19	12,20
JUL	12,79	12,84	12,84	12,85	12,85
AUG	13,65	13,71	13,71	13,72	13,72
SEP	10,77	10,79	10,80	10,81	10,81
OCT	6,75	6,74	6,76	6,76	6,77
NOV	6,26	6,20	6,23	6,23	6,24
DEC	5,75	5,70	5,72	5,73	5,73

PEAK COOL LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,38 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 13,72 °C at end of AUG

Ventilasjonsluft

Inn- og utdata fra en EED-simulering over 25 år med ventilasjonsluft som ladekilde.

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU
Input file: \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\master EED\VENTLUFTvinter.dat
This output file: VENTLUFTVINTER.OUT Date: 29,05,2014 Time: 13:18:43

QUICK FACTS

Number of boreholes	24
Borehole depth	200,00 m
Total borehole length	4800,00 m

DESIGN DATA

=====

GROUND

Ground thermal conductivity	3,600 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,160 MJ/(m ³ ·K)
Ground surface temperature	6,00 °C
Geothermal heat flux	0,0500 W/m ²

BOREHOLE

Configuration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Borehole depth	200,00 m
Borehole spacing	6,50 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	139,70 mm
U-pipe diameter	40,000 mm
U-pipe thickness	2,400 mm
U-pipe thermal conductivity	0,420 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	95,000 mm
Filling thermal conductivity	0,600 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0,0000 (m·K)/W

THERMAL RESISTANCES

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

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity	0,4330 W/(m·K)
Specific heat capacity	4295,000 J/(Kg·K)
Density	967,700 Kg/m ³
Viscosity	0,003670 Kg/(m·s)
Freezing point	-15,0 °C
Flow rate per borehole	0,479 l/s

BASE LOAD

Annual DHW load	0,00 MWh
Annual heating load (DHW excluded)	220,00 MWh
Annual cooling load	146,67 MWh
Seasonal performance factor (DHW)	3,00
Seasonal performance factor (heating)	3,00
Seasonal performance factor (cooling)	99999,00

Monthly energy profile [MWh]

Month	Factor	Heat load	Factor	Cool load	Ground load
JAN	0,155	34,10	0,000	0,00	22,733
FEB	0,148	32,56	0,000	0,00	21,707
MAR	0,125	27,50	0,000	0,00	18,333
APR	0,099	21,78	0,000	0,00	14,520
MAY	0,064	14,08	0,061	8,95	0,440
JUN	0,000	0,00	0,215	31,53	-31,535
JUL	0,000	0,00	0,396	58,08	-58,082

BASE LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,45	5,48	5,47	5,47	5,48
FEB	5,35	5,39	5,41	5,41	5,42
MAR	5,49	5,46	5,52	5,52	5,53
APR	5,68	5,63	5,69	5,70	5,71
MAY	6,82	6,77	6,81	6,82	6,82
JUN	9,59	9,59	9,60	9,62	9,62
JUL	12,12	12,19	12,19	12,20	12,20
AUG	11,22	11,28	11,27	11,28	11,29
SEP	7,71	7,73	7,74	7,75	7,75
OCT	6,78	6,76	6,79	6,79	6,80
NOV	6,26	6,21	6,24	6,24	6,25
DEC	5,76	5,70	5,73	5,73	5,74

BASE LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,42 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 12,20 °C at end of JUL

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,45	5,48	5,47	5,47	5,48
FEB	5,35	5,39	5,41	5,41	5,42
MAR	5,49	5,46	5,52	5,52	5,53
APR	5,68	5,63	5,69	5,70	5,71
MAY	6,82	6,77	6,81	6,82	6,82
JUN	9,59	9,59	9,60	9,62	9,62
JUL	12,12	12,19	12,19	12,20	12,20
AUG	11,22	11,28	11,27	11,28	11,29
SEP	7,71	7,73	7,74	7,75	7,75
OCT	6,78	6,76	6,79	6,79	6,80
NOV	6,26	6,21	6,24	6,24	6,25
DEC	5,76	5,70	5,73	5,73	5,74

PEAK HEAT LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,42 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 12,20 °C at end of JUL

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	25
JAN	5,45	5,48	5,47	5,47	5,48
FEB	5,35	5,39	5,41	5,41	5,42
MAR	5,49	5,46	5,52	5,52	5,53
APR	5,68	5,63	5,69	5,70	5,71
MAY	11,04	10,99	11,03	11,04	11,04
JUN	15,10	15,10	15,12	15,13	15,14
JUL	16,17	16,24	16,24	16,25	16,25
AUG	16,16	16,22	16,21	16,22	16,23
SEP	12,05	12,07	12,08	12,09	12,10
OCT	6,78	6,76	6,79	6,79	6,80
NOV	6,26	6,21	6,24	6,24	6,25
DEC	5,76	5,70	5,73	5,73	5,74

PEAK COOL LOAD: YEAR 25

Minimum mean fluid temperature 5,42 °C at end of FEB
 Maximum mean fluid temperature 16,25 °C at end of JUL