

Analys av en grundværmebaserad värmepumpsanleggning för oppværmning og kylning av ett sjukhus

Anne Sofi Bäcklund

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2009
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Oppgavetekst

Det nye universitetssjukhuset i Akershus (Nye Ahus) på omkring 130 000 m² blev ferdigställt i oktober 2008. Totalt årligt oppvarmning- og kylbehov er stipulert til ca 20 GWh. En målsætning ved val av oppvarmning- og kylningssystem var at minst 40% av energien til oppvarmning skulle være fornybar energi.

Oppvarmning og kylning dekkes av Europas største grundvarmebaserede varmepumpssystem tilknyttet 220 energibrunder i fjell. Varmepumpsystemet består av tre ett-steps skruekompressorer og ett ett-steps kolvkompressoraggregat med ammoniak som arbeidsmedium. Varmepumpen, som er dimensionert for en kylkapasitet på ca 7,7 MW, har ca 8 MW varmeytelse ved dimensionerende forhold. Overskottsvärmen från systemet avges till energibrunderna og uteluften (via luftkylare). Olje- og elektrokarler brukes som spetslast/reservtäckning, og vill dekke ca 15% av det årlige varmebehovet. Stipulert årsenergifaktor SPF (tot) for det totale systemet ca 2,7.

Mål

Målet med projektet er at foreta en analyse av samspelet mellom energicentralen og energibrunderna gjennom detaljerte beregninger (simuleringer) og målinger på anleggningen.

Oppgaven gitt: 02. februar 2009

Hovedveileder: Jørn Stene, EPT



MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Anne Sofi Bäcklund

Våren 2009

Analyse av grunnvarmebasert varmepumpesystem for oppvarming og kjøling av et sykehus

Analysis of a Ground-Source Heat Pump System for Heating and Cooling of a Hospital

Bakgrunn

Det nye universitetssykehuset i Akershus (Nye Ahus) på omlag 130.000 m² ble ferdigstilt i oktober 2008. Totalt årlig oppvarmings- og kjølebehov er stipulert til ca. 20 GWh. En målsetting ved valg av oppvarmings- og kjølesystem har vært at minst 40% av energien til oppvarming skal være fornybar energi.

Oppvarming og kjøling av bygningene dekkes av Europas største grunnvarmebaserte varmepumpesystem tilkoblet 220 energibrønner i fjell. Varmepumpeanlegget består av tre ett-trinns skruekompressoraggregater og ett ett-trinns stempelkompressoraggregat med ammoniakk som arbeidsmedium. Varmepumpen, som er dimensjonert for en kjølekapasitet på ca. 7,7 MW, har ca. 8 MW varmeytelse ved dimensjonerende forhold. Overskuddsvarme fra systemet avgis til energibrønnene og uteluft (tørrkjølere). Olje- og elektrokjeler benyttes til spisslast/reservedekning, og vil dekke omlag 15% av det årlige varmebehovet. Stipulert årsenergifaktor (SPF_{tot}) for det totale oppvarmings- og kjølesystemet ca. 2,7.

Mål

Målet med oppgaven er å foreta en analyse av energisentralen med varmepumpe gjennom detaljerte beregninger (simuleringer) og målinger på anlegget.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudium
2. Foreta en detaljert analyse av samspillet mellom energisentral og energibrønner ved hjelp av teoretiske beregninger (simuleringer) og målinger.
3. Analysere ulike alternative muligheter for å dekke varmebehovet i høytemperaturkretsen for å unngå eller redusere bruken av spisslastvarme, f.eks. ved bruk av CO₂-varmepumpe, hybridvarmepumpe, to-trinns anleggsoppbygging eller 50 bars ammoniakkompressor.

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

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

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

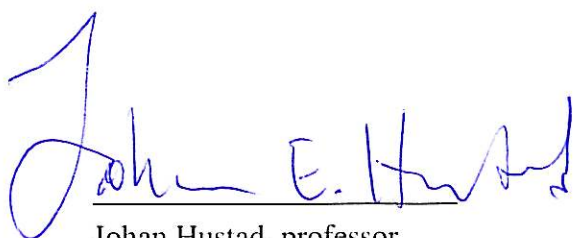
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved aktuelle fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg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

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

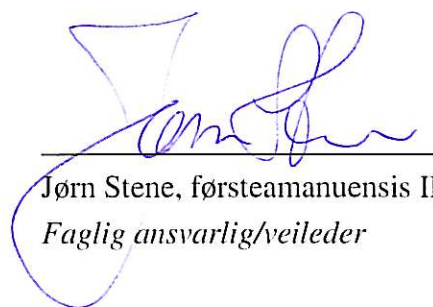
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maks. en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter.

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette, kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til evt. medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og evt. leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i pdf- og Word-format.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 2. februar 2009



Johan Hustad, professor
Instituttleder



Jørn Stene, førsteamanuensis II
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Arnstein Rødseth, SWECO Norge AS
Geir Eggen COWI AS

Förord

Detta Masterprojekt är gjord vid Institutt for Energi- og Prosessteknikk på NTNU i Trondheim i samarbeide med SWECO under våren och försommaren 2009.

Energicentralen vid Nye Ahus och dess tillkoppling till ett av Europas största termiska energi lager har varit väldigt intressant att få se närmare på. Har fått lärt mig otroligt mycket under våren både kring ämnet med värmepumpar kopplade till termiska energilager men också om mig själv och hur jag jobbar under ett längre projekt.

Hoppas Ni finner masterprojektet lika intressant som jag har tyckt det ha varit att jobba med det.

Har lärt mycket och det är många personer som har varit en stor del i det.

Jag vill först och främst tacka min handledare vid NTNU, forskare Jørn Stene, som genom att vara en väldigt engagerad handledare fått mig att se de många möjligheterna med masterprojektet och även agerat bollplank för idèer under våren.

Vill även sända ett stort tack till min handledare på SWECO, civilingenjör och seniorrådgivare Arnstein Rødseth, som har kunnat svara på de frågor som dykt upp under våren och delat med sig av sin kunskap.

Ett stort tack även till Fortums driftsansvarig för termisk energi vid Ahus, Trond Andreassen, för all hjälp med utplockningen av mätdatan.

Sist, men inte minst, vill jag tacka medstudenter, nära och kära för allt stöd under våren - både studiemässigt och privat. Ett speciellt tack till min sambo Kristian som har varit min största stöttepelare.

.....
Sofi Bäcklund
Institutt for Energi- og Prosessteknikk
NTNU

.....
Stad och datum

Sammandrag

Tidigare sågs energiförsörjningen som liten enskild del vid uppförande av nya byggnader medan idag så är det helt annorlunda och energiförsörjningen och energibruket står i fokus.

Fokuset på värmepumpar tillsammans med energibrunnar har de sista åren ökat kraftigt i färd med det ökade fokuset på energianvändning och miljöpåverkan. I byggnader och komplex som, förutom ett stort värmebehov, har ett stort kylbehov är oftast värmepump tillsammans med energibrunnar ett vinnande koncept - både ekonomiskt och med fokus på miljön.

Den 1:a oktober 2008 öppnades det nya universitetssjukhuset i Lørenskog, Nye Ahus, officiellt för full klinisk drift. Sjukhusets totala nybyggda yta uppgick till 107 000 m² samt 23 000 m² i ny renoverade ytor. För att förse sjukhuset med energi till uppvärmning och kylning blev det byggd en ny energicentral med värmepumpar kopplade mot ett av Europas största termiska energilagrar som idag består av 228 energibrunnar. Den totalt installerade värmekapaciteten för värmepumparna uppgår till ca 8 MW och kylkapaciteten till ca 7,7 MW.

I masterprojektet har huvudsyftet varit att följa upp installationerna och driften av energicentralen samt energibrunnarna under perioden januari- april 2009 genom att analysera mätdata från perioden. Mätdata, bestående av temperaturer och volym strömmar, har tagits ut från det centrala driftsanläggningen i energicentralen som driftas av Fortum. Datan har därefter bearbetats i Excel för att kunna beräkna effekt- och energibruk både för energicentralens leverans till sjukhuset samt upptag från det termiska lagret samt återvunnen energi från sjukhuset. Utifrån detta har även alternativ för att minska bruket av spetslast vid täckning av högttemperaturskursen arbetats fram. För att göra detta har arbetet med masterprojektet pågått mycket i Excel med tilläggs funktion RnLib samt programmet CoolPack för att analysera olika alternativ. För att även öka förståelsen kring energibrunnar och dynamiken i termiska lager så gjordes simuleringar i starten av masterprojektet med programmet EED för de termiska lagret.

- Simuleringarna i EED visade på att det nuvarande lagret med 228 brunnar måste ha en effektbegränsning på ca 30 W/m för att med åren undgå en sjunkande årsmedeltemperatur i energilagret

Ur analysen av mätdata från perioden januari-april 2009

- Värmepumparna har levererat 85% av det totala lågttemperatursbehovet på 6,89 GWh
- Ca 55% av den upptagna energin i förångaren i analysperioden kommer från återvinningskursen medan resterade 45% är hämtad från det termiska lagret
- Hetgasvärmväxlarna har endast levererat 12% av det totala högttemperatursbehovet på 1,27 GWh. Resterande 1,12 GWh har levererats primärt från spetslasten (elpannor). Den låga täckningsgraden skyldes att aggregatet driftats för att ta effektvariationerna i lågttemperaturskursen.

Vid analys av alternativen för att minska användandet av spetslast i högtemperaturskursen blev det funnit att:

- Beroende av installationens COP varierar största tillåtna investering, STI, mellan 12-19 Mkr. Där ett COP =5 för installationen har ett STI = 19, 0 Mkr
- CO₂-värmepump till uppvärmning av tappvatten från 5-75 °C har ett teoretisk årsvärmefaktor COP = 5,3
- CO₂-värmepump till uppvärmning högtemperaturskursen från 43-83°C samt förvärmning av tappvatten från 5-40 °C har ett teoretisk årsvärmefaktor COP = 4,9
- Hybridvärmepumpen i kaskad lösning med kondenseringskursen uppnår ett årsvärmefaktor COP = 3

Ur analysen kring alternativ för att minska användandet av spetslast av olja och el i högtemperaturskursen så är det anbefallt att gå vidare med en grundligare analys av båda alternativen gällande användning av CO₂-värmepump.

Abstract

Earlier, the energy supply and energy need was as small part when planning for new buildings, while today it is completely different and the energy supply and energy use are in the focus. The focus on heat pumps connected to energy wells; have in the last few years increased rapidly because of the increased focus on energy use and environmental impact. The buildings and complexes that, in addition to a large heating demand, has a large need for cooling usually heat pump with energy wells is a winner - both financially and with a focus on the environment.

On October 1, 2008 the new University Hospital in Lørenskog, Nye Ahus, opened officially. The hospital has 107 000 m² new built areas and 23 000 m² new renovated areas. To provide the hospital with energy for heating and cooling, it was built a new energycenter with heat pumps connected to one of Europe's largest underground thermal energy storages (UTES) , which today consists of 228 energy wells. The total installed heat capacity of heat pumps is about 8 MW and the cooling capacity of approximately 7.7 MW.

The master theses has had a main objective to follow up the installation and operation of the energy centre and the energy wells in the period January-April 2009 by analyzing data from the period. The measuring data, consisting of temperatures and volume flows, have been taken out of the central operating facility in the energy centre which is hosted by Fortum AS. Data is then processed in Excel to calculate power and energy use, both for energy supply from the energy centre to the hospital and the resumption of the UTES and recycled energy from the hospital. From the measuring data suggestions for reducing the use oil and electricity for the high temperature supply was prepared. To do this, the work of master theses was mainly done in Excel with additional function RnLib and Cool Pack to analyze the different options. In order to increase understanding of energy wells and the dynamics of UTES, it was made simulations in the start of the project in EED for the UTES at Nye Ahus.

- Simulations in EED showed that the current 228 wells must have a limit at about 30 W / m to avoid a falling temperature in the UTES on a yearly basis.

From the analysis of measuring data for the period January-April 2009:

- Heat pumps have delivered 85% of the total low temperature energy need at 6.89 GWh
- Approximately 55% of the evaporated energy in the evaporator came from recovered energy from the hospital, while the remaining 45% comes from the UTES
- The discharge heat exchanger has only delivered 12% of the total high temperature energy need of 1.27 GWh.
- The remaining 1.12 GWh was delivered primarily from the electric and oil boilers. That's because the aggregate with the discharge heat exchanger is supposed o take the variations in low temperature energy demand.

For the analysis of options to reduce the electricity and oil usage for the high temperature energy need it was found that:

- Depending on the installation COP maximum investment varies between 12-19 MNOK.
- Where a COP = 5, gives a maximum investment cost of 19,0 MNOK
- CO₂ heat pump for heating of tap water from 5-75 ° C has a theoretical COP = 5.3
- CO₂ heat pump for heating the high temperature energy supply from 43-83 ° C, and preheating of the tap water from 5-40 ° C has a theoretical COP = 4.9
- Hybrid heat pumps in a cascade solution of the low temperature supply reaches a COP = 3

From the analysis for options for reducing the use of oil and electricity for the high temperature energy supplies it is recommended to proceed with a deeper analysis of both alternatives for the use of CO₂ heat pump.

Figurlista

Fig. 1. Frontbyggnaden.	4
Fig. 2. Översikt för Nye Ahus(Nye Ahus, 2008)	5
Fig. 3. Principiell skiss över energikonceptet på Nye Ahus	8
Fig. 4. Effektbehov för lågtemp. kurs vid olika utetemperaturer samt turtemperatur från kondensor vs. Turtemperatur i lågtemp.kurs	14
Fig. 5. Effekttuttag från hetgasvärmväxlare beroende av totalt levererad effekt från värmepumparna .	15
Fig. 6. Temperaturer på köldbäraren beroende av styrande kurs.	16
Fig. 7. Utformning av lagret.	18
Fig. 8. Temperaturer för baslaster samt max- och mintemperaturer år 1-5.	19
Fig. 9. Temperaturutveckling per månad i köldbäraren i år 5, värmeeffektsbegränsning på 30 W/m.	20
Fig. 10. Temperaturutveckling i köldbäraren under de första 5 åren med en värmeeffektsbegränsning på 30 W/m.	21
Fig.11. Olika temperaturer i slutet av juni, juli och augusti beroende av maxeffektens varighet i timmar.	22
Fig. 12. Re-tal och friktionsfaktor f beroende av viskositeten hos HX24 vid olika temperaturer	24
Fig. 13. Värmeövergångstalet, h [W/m ² K], beroende av temperaturen i köldbäraren.	25
Fig. 14. Uppbyggnad av brunn med dubbla U-rör	26
Fig. 15. Principskiss av dygnseffektlager med silos	27
Fig. 16. Medeltemperatur per dag, januari-april 2009.	31
Fig. 17. Mätat energibehov till låg- och högttemperaturskurs i jämförelse med medeltemperaturen, januari till och med april 2009.	32
Fig. 18. Mätad upptagen effekt från brunnarna, januari -april 2009.	33
Fig. 19. Mätad ackumulerat energiupptag från brunnarna, januari-april 2009.	34
Fig. 20. Mätade effekter i upptag från brunnar samt återvinningskurs.	35
Fig. 21. Mätad effekttäckning av lågtemperaturskurs från värmepumparna.	36
Fig. 22. Effekt från hetgasvärmväxlaren beroende av driften av värmepumparna, 26 januari 2009	37
Fig. 23. Högtemperatur effektbehov under dygnet, mätade värden vardagar från 16-28 mars.	38
Fig. 24. Största tillåtna investering, STI, beroende av installeringens COP	42
Fig. 25. T-h diagram for CO ₂ -värmepump med sättpunkt 83°C ut från gaskylare och med retur på 43°C i högtemperaturkursen, 130 bar tryck i gaskylare.	43
Fig. 26. T-h diagram for en CO ₂ värmepumpprocess med sättpunkt på 83°C ut ur gaskylaren och varierande returtemperaturer på vattnet in i gaskylaren och dess tillhörande COP.	44
Fig. 27. CO ₂ - värmepump, värmeavgivelse till tappvattensuppvärmning.	45
Fig. 28. CO ₂ - värmepump med två gaskylare. Värmeavgivning till 83/43°C högttemperaturskurs samt till förvärmning av tappvatten.	46
Fig. 29 Principskiss hybrid värmepump.	48
Fig. 30. Principskiss, hybridvärmepump i parallell med lågtemperaturskursen	49
Fig. 31. Principskiss, hybridvärmepump i parallell med lågtemperaturskurs.	50

Tabellista

Tab. 1. Totalt effekt värmebehov vid -30°C (SWECO,2005)	6
Tab. 2. Totalt effektbehov kylning H0	6
Tab. 3. Projekterat årlig energibehovet för huvudkomplexet vid Nye Ahus.....	6
Tab. 4. Översikt över effektbehov samt total energileverans per år.(SWECO, 2005).....	9
Tab. 5. Överslagsberäkning av dygnseffektlager för behandlingsflygeln.....	27
Tab. 6. Mätpunkter som analyserats för perioden januari-april 2009.....	30
Tab. 7. Månadsmedel temperaturer för Gardermon januari-april 2009	31
Tab. 8. Mätat energibehov för lågtemperatur- och högtemperaturskurs	32
Tab. 9. Levererad energi från brunnar samt återvinningskurs till förångare, januari-april 2009.	33
Tab. 10. Mätad energi levererad från värmepumparna, januari-april 2009.....	35
Tab. 11. Årligt netto intjänat beroende av genomsnittlig COP.	41
Tab. 12. STI beroende av COP	42
Tab. 13. COP för de två CO ₂ - värmepump alternativen	46
Tab. 14. Data för hybrid värmepumpen i parallell med lågtemperaturkursen.....	49
Tab. 15. Data för hybridvärmepumpen i seriekoppling mot lågtemperaturkursen	50

Innehållsförteckning

Förord

Sammanfattning/Abstract

Figurlista

Tabellista

1	INLEDNING	1
1.1	BAKGRUND	1
1.2	MASTERPROJEKTETS SYFTE OCH OMFATTNING	1
1.3	PROJEKTETS AVGRÄNSNINGAR	2
1.4	RAPPORTENS UPPBYGGNAD	2
2	NYE A-HUS	4
2.1	NYE A-HUS UNIVERSITETSSJUKHUS	4
2.2	KLIMAT.....	6
2.3	PROJETERAT EFFEKT- OCH ENERGIBEHOV.....	6
3	ENERGIKONCEPTET	8
3.1	FJÄRRVÄRME- OCH KYLSYSTEM	9
3.2	ENERGIBRUNNARNA	9
3.2.1	<i>Uppbyggnad av termiskt lager</i>	<i>9</i>
3.2.2	<i>Berggrunden.....</i>	<i>10</i>
3.3	ENERGICENTRALEN.....	11
3.3.1	<i>Kylmedium.....</i>	<i>12</i>
3.3.2	<i>Värmepumpaggregat.....</i>	<i>12</i>
3.3.2.1	<i>Skruvkompressor, SAB 85.....</i>	<i>13</i>
3.3.2.2	<i>Kolvkompressor, SMC 116L.....</i>	<i>13</i>
3.4	PROJETERAD DRIFT	13
3.4.1	<i>Effekt- och energi från värmepumpar till lågtemperaturkurs</i>	<i>14</i>
3.4.2	<i>Avgiven effekt i hetgasvärmväxlarna beroende av kyl/värmeeffekten.....</i>	<i>14</i>
3.4.3	<i>Temperaturvariationer till och från energibrunnarna.....</i>	<i>15</i>
4	SIMULERINGAR AV TERMISKT ENERGILAGER	17
4.1	SIMULERINGAR AV ENERGIBRUNNAR I EED	17
4.1.1	<i>EED</i>	<i>17</i>
4.1.2	<i>Laster.....</i>	<i>17</i>
4.1.3	<i>Utformning av lager</i>	<i>18</i>
4.1.4	<i>Köldbärare.....</i>	<i>18</i>
4.1.5	<i>Simuleringar</i>	<i>18</i>
4.1.6	<i>Felanalys av simuleringar av energilagret</i>	<i>22</i>
4.2	VÄRMEÖVERGÅNG BEROENDE AV TURBULENTFLÖDE	23
4.3	ALTERNATIV FÖR EFFEKTLAGER	25
4.3.1	<i>Dubbla U-rörs kollektorer.....</i>	<i>25</i>
4.3.2	<i>Dygnlagrings lösning med vattensilos.....</i>	<i>26</i>
4.4	DISKUSSION KRING SIMULERINGAR AV ENERGIBRUNNAR	28
5	MÄTNINGAR	30
5.1	MÄTNINGAR.....	30
5.1.1	<i>Utetemperaturer</i>	<i>31</i>
5.1.2	<i>Energibehov för sjukhuset</i>	<i>31</i>
5.1.3	<i>Energibrunnar och återvinningskurs</i>	<i>32</i>

5.1.4	Värmepumpar	35
5.1.5	Felanalys.....	38
5.2	DISKUSSION KRING MÄTRESULTATEN	39
6	ALTERNATIVA VÄRMEPUMPSKONCEPT FÖR HÖGTEMPERATURSBEHOV.....	41
6.1	STÖRSTA TILLÅTNA INVESTERINGSKOSTNAD	41
6.2	CO ₂ VÄRMEPUMP	43
6.2.1	<i>RnLib</i>	44
6.2.2	<i>Alternativ 1, uppvärmning av tappvatten</i>	44
6.2.3	<i>Alternativ 2, uppvärmning högtemperaturskurs samt förvärmning av tappvatten.</i>	45
6.3	HYBRID VÄRMEPUMP	48
6.3.1	<i>Systemuppbyggnad</i>	48
6.3.2	<i>Investerings- och driftskostnader</i>	51
6.4	MYCOM 50 BARS SKRUVKOMPRESSOR	53
6.5	TVÅ-STEGS AMMONIAK AGGREGAT.....	53
6.6	ANALYSERING AV ALTERNATIV FÖR TÄCKNING AV HÖGTEMPERATURSBEHOVET	54
7	SLUTSATS OCH DISKUSSION	56
8	KÄLLFÖRTECKNING.....	59

1 Inledning

1.1 Bakgrund

Effektiva och säkra energisystem som levererar energi då vi behöver den. Den bör också vara miljövänlig och till ett lågt pris. Idag så ställs många krav till den energi vi använder och även till hur vi brukar den. Tidigare sågs energiförsörjningen till en byggnad som enskild liten del medan idag så är det helt annorlunda och energiförsörjningen och energibruket står i fokus.

Värmepumpar knutna till termiskt lager med energibrunnar är ofta en dyr investering men en vinnare i längden om de är rätt dimensionerade och driftade. Om vintern på värmebehovet är stort hämtas energi från brunnarna och lyfts med hjälp av värmepumparna till en högre temperaturnivå som kan användas i byggnaden. Sommartid då kylbehovet är stort kan brunnarna antingen användas med direkt frikyllning eller i samarbete med varmpumparna som då går som kylmaskiner.

Fokuset på värmepumpar tillsammans med energibrunnar har de sista åren ökat kraftigt i färd med det ökade fokuset på energianvändning och miljöpåverkan då man ofta kan räkna att med att få ut minst tre delar värme med att tillföra en del elektricitet.

Den 1 oktober 2008 öppnades det nya universitetssjukhuset i Lørenskog, Nye Ahus, officiellt för full klinisk drift. Sjukhusets totala nybyggda yta uppgick till 107 000 m² samt 23 000 m² i nyrenoverade ytor. För att förse sjukhuset med energi blev det byggd en ny energicentral med värmepumpar kopplade mot ett av Europas största termiska energilager som idag består av 228 energibrunnar.

”Man ska vara på sin vakt mot ingenjörer: De börjar med en symaskin och slutar med en atombomb”

Marcel Pagnol

1.2 Masterprojektets syfte och omfattning

Detta masterprojekt växte fram ur projektet som gjordes i samarbete med SWECO hösten 2008 kring energicentralen och energibrunnarna på Nye Ahus. Höstens projektet såg på de projekterade värdena för energicentralen och energibrunnarna och ur detta har de valgt att fokusera närmare på vissa punkter för detta masterprojekt.

Syftet med masterprojektet är att följa upp installationerna och driften av energicentralen och energibrunnarna under januari- april 2009 genom att analysera mätdata. Utifrån detta har även alternativ för att minska bruket av spetslast vid Nye Ahus arbetats fram. För att göra detta har arbetet med masterprojektet pågått mycket i Excel med tilläggsfunktion RnLib samt programmet CoolPack för att analysera olika alternativ. För att även öka förståelsen kring energibrunnar och dynamiken i termiska lager så har simuleringar i programmet Earth Energy Designer (EED) gjorts för de termiska lagret med 228 installerade brunnar .

1.3 Projektets avgränsningar

I detta masterprojekt är det antagit att värmepumpsprocessen och termodynamiska sammanhang är kända för läsaren.

Då masterprojektet består av tre olika delar har det valdes det att fokusera mest på delen som berör de reella mätvärdena från energicentralen och energibrunnarna. Medan de andra två delarna, simuleringa av termiska lagret samt framarbetande av alternativ för minskat användande av spetslast, har fokuset varit lika.

Begränsningarna i de simuleringar som gjorts har mest varit beroende av programmets begränsningar. Och på grund av av dessa begränsningar var datagrundlaget från projekteringsfasen tvungen att omberäknas för att anpassas input formatet i EED. I simuleringarna har en liten tidshorison på 5 år använts för att värdera driften av lagret de närmaste åren.

I delen där mätdatan analyseras har begränsningarna satts till den del som Fortum drifvar dvs. Energicentralen och energibrunnarna. Ut ur energicentralen har det fokuserats på de tre huvudkurserna och därmed ej energibruket ner på detalj nivå. Vissa analyserings begränsningar uppkom under arbetet med mätdatan då antalet mätare kytet till kylkursen visade sig vara för få. Detta leder till att enskilda data för kylbehovet för kylvattenskursen ej kan visas utan samman med data för energiåtervinningen i ventilationen visas i masterprojektet under återvinningskursen. Pga av dålig mätarstruktur till det centrala drifts anläggningen kunde heller ej mätdata för effekt- och energibruket av elektricitet analyseras. Viket begränsade analyseringen av värmepumparnas drift.

För de presenterade alternativen gällande mindre bruk av spetslast har det endast fokuserats på högtemperaturskursen. Att vissa av alternativen ej har utarbetats bättre är på grund av tidsbrist samt behov av annan programvara.

Synvinkeln som detta masterprojekt har haft som utgångspunkt är att få energicentralen att leverera så mycket energi som möjligt med användning av så lite primär energi(elektricitet) och spetslast(elektricitet och olja) som möjligt.

1.4 Rapportens uppbyggnad

Uppbyggnaden av rapporten ser ut som följer:

Kapitel 1: Inledning med presentation och bakgrund till masterprojektet

Kapitel 2: Presentation av Nye Ahus. Sjukhuset, klimatet i området samt det de projekterande energi- och effektberäkningarna för sjukhusets huvudkomplex H0.

Kapitel 3: Det slutgiltiga energikonceptet för sjukhuset.

Kapitel 4: Simuleringar av termiska lagret samt mätningar gjorda på det termiska lagret och energicentralen. Samt

Kapitel 5: Alternativa energikoncept för täckning av högttemperatursbehov.

Kapitel 6: Diskussion och slutsatser kring energikonceptet vid Nye Ahus baserat på mätningarna och simuleringarna.

Kapitel 7: Förslag till vidare arbete

Kapitel 8: Källförteckning i alfabetisk ordning

2 Nye A-hus

På 1990-talet började planeringen av Nye Ahus eftersom kapasiteten och den tekniska standarden på det dåvarande central sjukhuset i Akershus var för låg. Då det central sjukhuset byggdes på 1960-talet var det en modern byggnad, men på grund av dålig grundstruktur har det varit små möjligheter för utbyggnad både av areal och eftermontering av tekniska anläggningar.

2.1 Nye A-hus universitetssjukhus

1 oktober 2008 sattes det nya universitetssjukhuset i Lørenskog i full klinisk drift. Utbyggningen av det existerande sjukhuset startade i 2004 och har haft en total budget av ca 8 miljarder norska kronor. Projektet har varit ett av Norges största landbaserade byggnadsprojekt. (Nye Ahus, 2008)



Fig. 1. Frontbyggnaden.

Det ny utbyggda arealerna uppgår till ca 107 000 m² medan arealerna för renovering av existerande byggningsmassa uppgår till ca 23 000 m². Arealerna ska täcka de lokala- och centrala sjukhusfunktionerna för 340 000 människor.

Det nye hovedkomplekset, H0 (Se fig. 2), inneholder:

- B1-B4 (B0) - Behandlingsenheter
- S1-S4 (S0)- Sängflyglar
- BS - Barn- og ungdomscenter
- FB - Frontbygg
- KA - Kapell

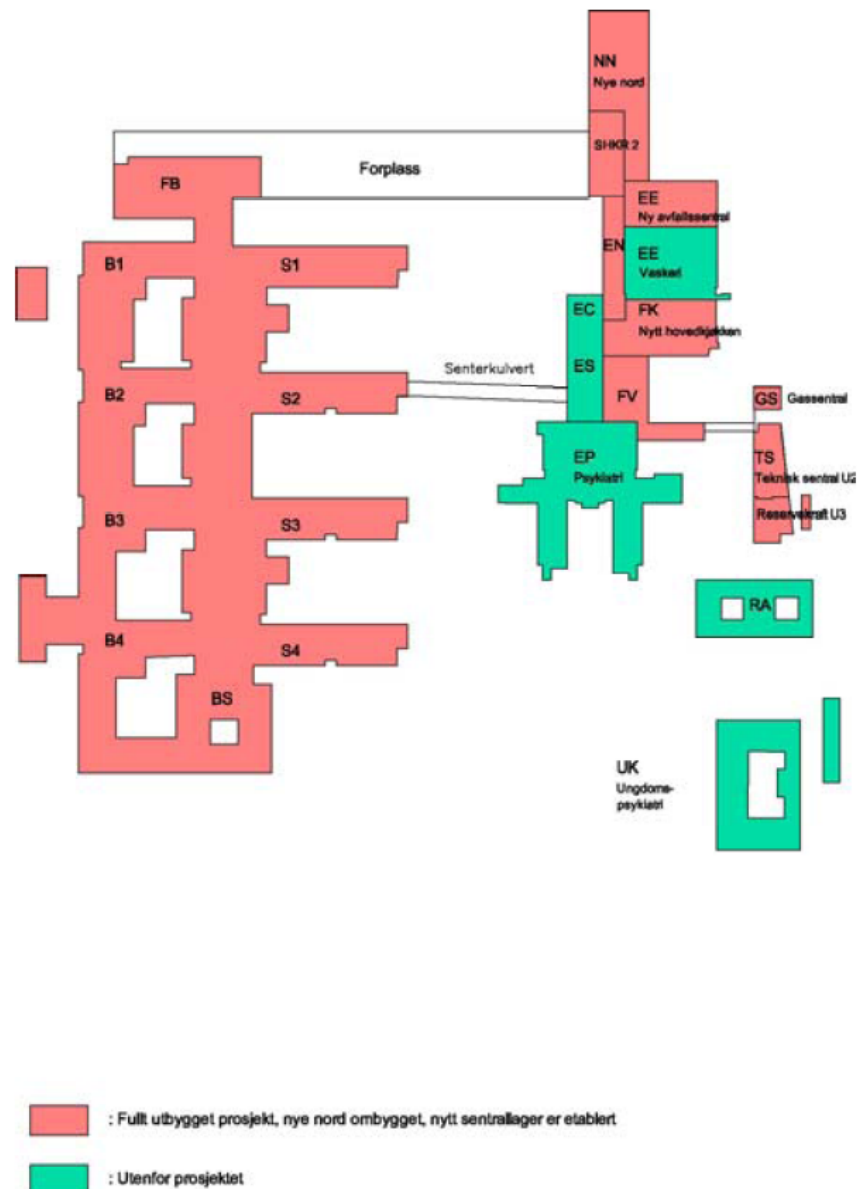


Fig. 2. Oversikt for Nye Ahus(Nye Ahus, 2008)

Arealerna som renoverats inneholder nytt stor k ok, patienthotell, gascentral, teknisk seksjon, reservkraft samt utbyggnad av energicentral. Se bilaga 1 for fler  versikts bilder.

2.2 Klimat

Lørenskog har en dimensionerte utomhustemperatur på -22°C og årmedeltemperaturen er 4,5°C. På grunn av at lavere temperaturer enn DUT har registrert ved visse tilfeller har sykehusets totale effektbehov beregnet utifra en dimensionerte temperatur av -30°C. Ved energiberegningene har dock DUT anvendt.

2.3 Prosjekterte effekt- og energibehov

Utifra sykehusets byggnadstekniske forutsetninger, klimaet i området og driften av sykehuset så ble det beregnet energi- og effektbehov i prosjekteringsstadiet. (SWECO, 2005)

Ved varmebehovsberegningene, for hovedkomplekset H0, er det tatt hensyn til de totale transmisjonsförlustene, oppvarming av ventilasjonsluft samt behovet for varmt tappvann. Dertil kommer ogsa varme förlustene på 3 K for underkyld luft på 20°C. Dette kan ses i tabell 1. Varmeåtervinnig i ventilasjonen med en verkningsgrad av 56% på de væskekopplade varmeåtervinningsanordningene er ogsa inkludert.

Det prosjekterte maksimale varme effektbehovet oppgår da til 14,4 MW.

Tab. 1. Totalt effekt varmebehov ved -30°C (SWECO,2005)

Post	Effektbehov [MW]
Tappvann	1,2
Ventilasjonsluft	9,9
Netto effektbehov rumsoppvarming	3,3
Max effektbehov	14,4

Tab. 2. Totalt effektbehov kjøling H0

Post	Effektbehov[MW]
Ventilasjons kjøling	5,6
Rumkjøling	0,74
Kjøling av El/Trafo	0,75
Kjøling spesielle installasjoner	0,26
Max effektbehov	7,4

Tab. 3. Prosjekterte årlige energibehovet for hovedkomplekset ved Nye Ahus

Energi-post	GWh
Radiatorer	4,7
Varmebatteri	10,1
Summe varmebehov	14,8
Årlig energibehov tappvann	3,2
Årlig Totalt varmebehov	18,0
Rumkjøling	-0,3
Kylbatteri	-2,0
Summe kjølbegav	-2,2
Rumkyl. Special rum	-6,0
Årlig kjølbegav	-8,2

I Tab. 2 så kan fördelningen på de olika posterna rörande kylbehovet ses. Där ser man att värmen till ventilationsluften är ca 70 % av det totala effekt värmebehovet. Med en dimensionerade sommartemperatur på 25°C så blir det sammanlagda kylbehovet i H0 ca 7,4 MW.

I beräkningarna av det totala energibehovet för huvudkomplexet H0 är det även tagit hänsyn till driftstiderna, interna lasterna samt solvärmestillskottet. För dessa beräkningar har dimensionerade utetemperatur -22°C använts. Det totala energibehovet för sjukhusets huvudkomplex uppgår då till 18 GWh för värme och 8,2 GWh till kylbehov. Fördelningen på de olika poster kan ses i Tab. 3 och grafiskt i medel netto effekt kurvan i bilaga 2.

För mer grundligare beskrivningar kring det projekterade energi- och effektbehovet för Nye Ahus så hänvisas till projekt hösten 2008. (Bäcklund, 2008)

3 Energikonceptet

I huvuddrag så består det slutgiltiga värme- och kylanläggning vid Nye Ahus av en varmepump i energicentralen kopplat till termiska energibrunnar. Utifrån denna energicentral fördelas energin på tre olika huvudkurser i ett fjärrvärme- och kylsystem. I Fig. 3 står VP för varmepumpar medan el/olja är spetslasten som täcker upp då varmepumparna ej klarar av att leverera effektbehovet i sjukhuset.

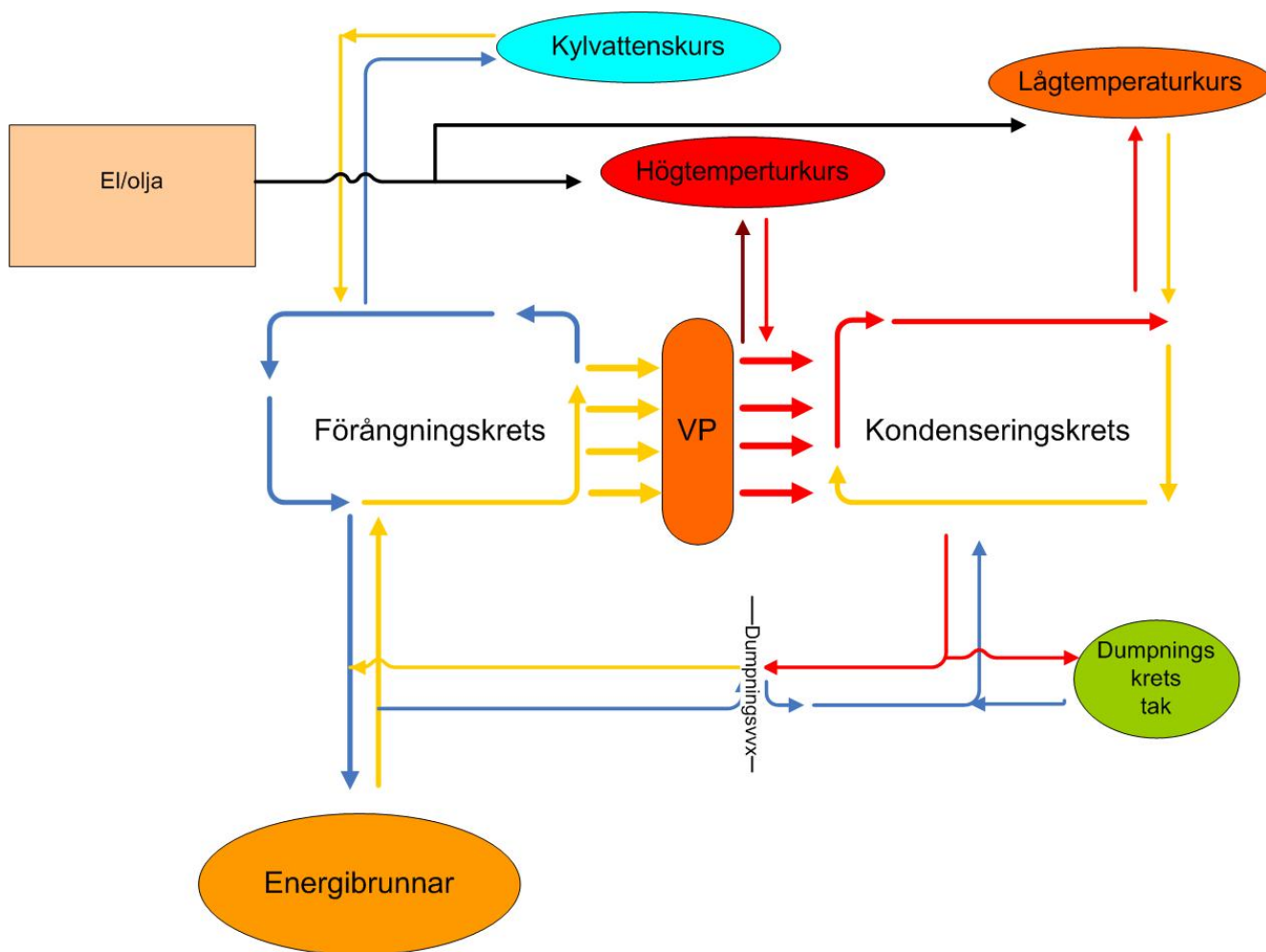


Fig. 3. Principiell skiss över energikonceptet på Nye Ahus

Förångningskretsen är den kalla sidan av systemet som tar upp energi från brunnarna samt levererar kyla till kylvattenskursen. Den varma sidan av systemet är kondenseringskretsen där värmen från varmepumparna levereras ut till låg- och högtemperaturskursen. Om sommaren då ej värmebehovet dominerar dumpas värme tillbaka till brunnarna genom dumpningsvärmexlarna vilket gör att brunnarna laddas upp. Då ej brunarna klarar av större effekt så används dumpningskretsen mot taket, där värmen kondenseras bort i luftkylare.

Det har satts extra vikt på energiåtervinning till energicentralen, speciellt ifrån ventilationsystemet. Extra kylbatterier har satts in efter de vätskekopplade värmeåtervinnarna för att i högre grad kunna använda den återstående energin i luften istället för att låta den gå över tak.

Temperaturnivåerna i de ulike kurserna vid Nye Ahus:

- Högtemperatur 83/43 °C
- Lågtemperatur 68/35 °C
- Kylvatten 5/15 °C

Se projekt for mer information (Bäcklund, 2008)

3.1 Fjärrvärme- och kylsystem

Huvudkurserna i systemet är indelade i en lågtemperaturkurs, högtemperatur kurs samt en kylvattenskurs. Dessa är designade utifrån sjukhusets olika temperatur behov.

- Lågtemperaturkursen främst täcker rumuppvärmnings behovet samt behovet for att värma upp ventilationsluft och förvärmning av tappvatten.
- Högtemperatur kursen täcker varmt tapp vatten samt processvärme.
- Kylvattenskursen täcker behovet till kylning i ventilation och rum kylning samt processkylning.

Alla kurser går ut till sjukhusets undercentraler där de värme växlas for vidare distribution ut i sjukhuset. I Tab.4 ses en översikt over kursernas tur och retur temperaturer, maximalt effektbehov samt årligt energibehov.

Tab. 4. Översikt over effektbehov samt total energileverans per år.(SWECO, 2005)

Täckningsområde	Effektbehov [MW]	Total årlig energileverans [GWh]
Lågtemperatur	13,1	14,8
Högtemperatur	1,2	3,2
Kylvatten	-7,4	-8,2

For grundligare beskrivningar kring kurserna samt fördelningarna efter undercentralerna ut i de olika byggningarna se projektrapport. (Bäcklund, 2008)

3.2 Energibrunnarna

Energibrunnarna, som är hopkopplade med värmepumparna, är placerade på Hovelruds gård i anknötning till sjukhuset. Brunnparken består hittills av 228 brunnar. Det var ursprungligen projekterat 342 stycken fördelat på tre kretsar. De återstående projekterade brunnarna förväntas borraras inom fem år.(Rødseth, A. 2008)

Uppbyggnaden av brunnparken utfördes av Båsum Boring AS medans projekteringen utfördes av SWECO. Data angående det termiska lagret från Båsum Boring AS se bilaga 4. Leverans av kollektorsystem for brunnarna gjordes av ABK klima.

3.2.1 Uppbyggnad av termiskt lager

Var av energibrunnarna är parallellt hopkopplade till fördelningsbrunnar vilka i sin tur är hopkopplade med huvudrören till energicentralen. Se bilaga 5 for skiss.

- Brunnarna är parallellkopplade
- 38 brunnar hopkopplade med ett mainfoldrör
- Tre mainfoldrör i var fördelningsbrunn, dvs 114 energibrunnar per fördelningsbrunn
- Hittills är två fördelningsbrunnar byggda och en till planerad. Det är även plats för ändå en vid eventuell utvidgning av brunnparken
- Avståndet mellan brunnarna är 7 meter

I var brunn är en kollektorslang med en yttre diameter av $\varnothing 40$ mm och denna består av två stycken ME-rör (vilket tillsvavar PE 100+ kvalitè) med ett vändrör i botten och en sänka. Utifrån underlag från Båsum Boring AS är det sammanlagt borrarat 45 600 m från marknivå, där 39 450 m är i berg medan 6 150 m är borrarat i lösmassa. Vattenståndet i brunnarna ligger ca 5-10 m under marknivå och 2-3 av brunnarna är artesisk, dvs. ej vattenströmning genom de. (Ihlen, 2009)

Från var av energibrunnarna går rör av samma kvalitè (ME-rör $\varnothing 40$ mm) till fördelningsbrunnarna. Rörlängd till/från brunnarna uppgår till 36 000 m. Dessa nedgrävda på 1,2 m djup under marknivå. (Ihlen, J. 2009)

Från fördelnings brunnarna går två $\varnothing 350$ mm PE-rör utan isolation fram till energicentralen.

För att kunna ta upp/leverera värme från och till brunnarna så används ett sekundär köldbärare som får cirkulera.

- Köldbäraren är av typ HX 24(etanol 24%), levererad av Arcus kjemi.
- Den projekterade cirkuleringsströmmen är ca 0,6- 0,7 l/s per brunn vilket ger turbulent strömning i brunnarna.
- Fryspunkt på -10°C
- Värmekapacitet på 3,82 kJ/kg K vid 0°C , se bilaga 3. (Melinder, Å. 1997)

3.2.2 Berggrunden

Tillsammans blev det utfört 6 stycken termiska responstest, i juli 2004 så utfördes två samt de resterande fyra testen under april och maj 2006. Från resultaten av det termiska responstestet var det funnit ett genomsnittligt tal för både värmeledning λ [W/ mK] samt termiskt motstånd R_b [K/Wm] för berget. (Midttømme, 2004)

- Genomsnittligt värmeledningstal i berget $\lambda = 3,0$ [W/ mK]
- Genomsnittligt termiskt motstånd i borrhål $R_b = 0,078$ [K/Wm]

I jämförelse med tidigare studier så kan det termiska motståndet anses ligga relativt lågt och vill alltså ge lägre temperaturdifferans ΔT mellan borrhålsväggen till köldbäraren. I en

laboratoriestudie av olika borrhålsvärmväxlare (Gehlin, 1998) blev det funnit att det termiska motståndet för enkelt U-rör var 0,1 K/(W m).

Med ett avstånd på 7 meter mellan brunnarna och en rektangulär placering så anslås den totala volymen för energilagret vara ca $V = 3,79 \text{ Mm}^3$, då beräknat med tillägg på 5 m i var riktning. (Skarhagen, 2009)

Ur NGU 's rapport angående typ av berggrund finns på Hovelruds gård så består grunden mestadels av dioritt med en volymetrisk värmekapacitet på $C_p = 2,9 \text{ MJ/m}^3\text{K}$. Genom att cirkulera köldbäraren utan att tillföra någon effekt fann man temperaturen i de orörda berget. Denna anses vara 7,4°C. (Midttømme, 2004)

Med en minimum temperatur på -5°C ner och 0°C upp är den teoretiska logaritimska medeltemperaturen, LMTD = 9,7 K för energibrunnarna. Det ger ett maximalt teoretiskt energiupptag från brunnarna

$$Q_{\text{brunnar, teoretiskt}} = (C_p * V * \text{LMTD}) / 3600 = 29,6 \text{ GWh}$$

För att uppnå det teoretiska värdet skulle dock brunnarna måsta vara oändligt långa då temperaturen i berget sjunker med värmeuttaget.

För mer information kring energibrunnarna se höstens projekt. (Bäcklund, 2008)

3.3 Energicentralen

I energicentralen sitter den drivande delen av energisystemet vid Nye Ahus. Fyra stycken ammoniak värmepumpsaggregat levererar värme och kyla åt de tre huvudkurserna i fjärrvärme- och kylsystemet. Som topplast har energicentralen el- och oljekärl som även levererar energi till de gamla delarna av sjukhuset. Som reservkraft har sjukhuset dieselaggregat.

Av de fyra värmepumpsaggregaten så är;

- Tre skruvkompressoraggregat
- Ett kolvkompressoraggregat
- Maximal värmeeffekt ca 8 MW
- Maximal kyleffekt på ca 7,7 MW

Energicentralen är uppdelade i en varm och en kall sida. Den kalla sidan, förångningskretsen, är kopplad mot energibrunnarna samt kylvattenskursen. Medan den varma sidan, kondenseringskretsen, är kopplad mot låg- och högtemperatur kursen. Överbliven värme från denna sida kan dumpas ner mot brunnarna genom två värmväxlare á 3,75 MW. Vid ännu större kylbehov kan 2 MW värme även dumpas mot luftkylare på taket. Se systemschema i bilaga 6.

Den grundläggande effekttäckningen från värmepumparna samt energibrunnarna var tidigare beräknade utifrån 342 energibrunnar och ej som de nuvarande 228 brunnarna. Detta har gjort att vissa installationer i sjukhuset blivit ändrade från det först projekterade. Den överblivna värmen som annars skulle dumpas/lagras i brunnparken om sommaren transporteras nu bort med en koppling av lågtemperaturkretsen, i undercentral 1 och 2, mot batterierna i ventilationsystemet. Systemet ska kunna transportera bort 1,5 MW och styrs av temperaturerna i kondenseringskretsen. Då ej brunnarna och luftkylarna klarar av att hålla temperaturen i kretsen under 32°C tillbaka till värmepumparna/kylmaskinerna.

3.3.1 Kylmedium

Värmepumparna vid Nye Ahus använder R717, NH₃, som kylmedium. Den totala fyllnads mängden är 900 kg fördelat på de fyra aggregaten.

- Skruvkompressoraggregatets fyllnadsmängd på à 220 kg
- Kolvkompressoraggregatets fyllnadsmängd 240 kg.

Se bilaga 20 för mer kring ammoniak som kylmedium.

3.3.2 Värmepumpaggregat

Aggregaten är parallellkopplade både på förångnings- och kondenserings sidan med plattvärmeväxlare som förångare och kondensorer. Alla fyra aggregat har samma typ av förångare och kondensorer, en plattvärmeväxlare från Alpha Laval typ M15. Parallellkoppling på förångningssidan leder till att alla aggregaten kan jobba med samma tryck i förångaren. På kondenseringsidan är det meningen att kretsen ska kunna delas upp då energicentralen går i kylmodus och att aggregaten på så vis ska kunna dumpa kyla mot brunanrna för att hålla kondenseringstemperaturen nere medan ett annat aggregat ha högre kondenseringstemperatur och leverera värme åt lågtemperaturskursen. Dvs att

- Delning av kondenseringskretsen gör det möjligt att leverera värme åt lågtemperaturskursen och samtidigt låta andra aggregat gå i kylmodus, chillers, på en lägre kondenseringstemperatur och då dumpa värmen mot brunnarna

Plattvärmeväxlarna på förångarsidan har en kapacitet av

- 1985 kW för kolvkompressoraggregatet
- à 1561 kW för skruvkompressoraggregaten

På kondenseringsidan så har plattvärmeväxlarna en kapacitet av

- 2140 kW för kolvkompressoraggregatet
- à 1838 kW för skruvkompressoraggregaten

Aggregaten har dessutom:

- Kolvkompressoraggregatet kylning av cylindertoppar
- Skruvkompressoraggregaten oljekylning

Kylningen sker i båda fallen mot kondenseringskretsen och ger en bättre energiutnyttning. I bilaga 7 kan produktinformation om värmepumpsaggregaten ses.

3.3.2.1 Skruvkompressor, SAB 85

Skruvkompressorerna är av typ SAB 85 från Sabroe. Kompressor arbetet är om vinter 577 kW med COP = 2,7 medan om sommaren 447 kW och ett COP = 4,3. (Bilaga 7 produktblad York)

- Kapacitets reglering med hjälp av släde.
- Economizerkoppling ger en höjning på ca 6 % i COP vid 100% drift men faller bort vid 30% kapacitetsnedreglering.

Driften av skruvkompressoraggregaten bör vara närmare maximal kapacitet för att ej få sämre axeleffekt vid delast. Vid delast så sjunker kompressorns effektivitet betraktligt vid användning av släde och vid 50% kompressorytelse behövdes ca 60% av axeleffekten. (Oesterich, 2006)

För mer ingående om skruvkompressorn se projekt.(Bäcklund, 2008)

3.3.2.2 Kolvkompressor, SMC 116L

Kolvkompressorn är av typ SMC 116L, bestående av 16 cylindrar fördelade på två kompressorer. Kompressor arbetet är om sommaren 444 kW med COP = 4,5. (Bilaga 7 produktblad York)

- Kapacitetsreglering med utkoppling av cylindrar
- Bättre kompressor ytelse vid delast än skruvkompressor

Pga av bättre kompressor ytelse vid delast är kolvkompressoraggregatet projekterat för att ta variationer i effektbehoven ut från värmepumparna samt för att kunna leverera mer effekt till högttemperaturs kursen genom hetgasvux.

För mer ingående om kolvkompressorn se projekt.(Bäcklund, S. 2008)

3.4 Projekterad drift

Utifrån de projekterade effekt- och energibehoven som är beräknat av SWECO i 2005 beräknaeds även driften av energicentralen och brunnarna utifrån graddagstalen i ett normalår. I detta kapitel ses det närmare på vissa speciella områden som även blir fokuserade på vid analysen av mätadata i kapitel 5.

I delkapitlerna visas driften utifrån graddagarna speciellt fokuserat på:

- Avgiven effekt till lågtemperaturskrets
- Kondenseringstemperatur och kondenserings effekt
- Kyleffekt i kylmaskinmodus
- Kombinerad effekt kyla/värme
- Avgiven effekt till högttemperaturkursen i hetgasvärmväxlaren
- Uttag/lagring av termisk energi i energibrunnar

3.4.1 Effekt- och energi från värmepumpar till lågtemperaturkurs

Den möjliga effekten som avges från värmepumpsinstallationen varierar beroende av förångningstryck samt kondenseringstryck.

En av driftsförutsättningarna med ett 25 bars ett-stegs kompressor system är en maximal kondenseringstemperatur på 48°C för kolvkompressoraggregatet och 52°C för skruvkompressor-aggregaten. Detta eftersom maximalt driftstryck anses vara ca 22 bar på grund av säkerhetsmarginal på ca 10% av maximalt tryck på 25 bar.

I Fig. 4 kan effektehvet i lågtemperaturskursen beroende av utetemperaturen tillsammans med turtemperaturen i kursen samt turtemperaturen ut från värmepumparna

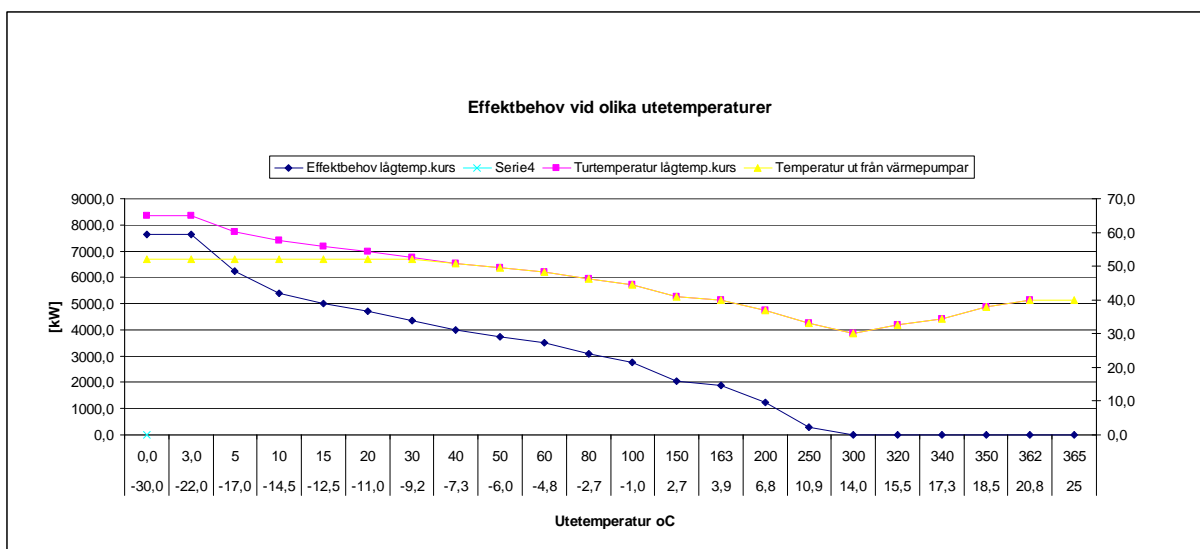


Fig. 4. Effektbehov för lågtemp. kurs vid olika utetemperaturer samt turtemperatur från kondensor vs. Turtemperatur i lågtemp.kurs

- Begränsningen i temperatur medför att topplasten måste användas för att höja temperaturen i lågtemperaturskursen upp till rätt turtemperatur.
- Ca 35-40 dagar per år, då utetemperaturen är under -9°C, måste topplasten höja temperaturen i lågtemp.kursen.

3.4.2 Avgiven effekt i hetgasvärmeväxlarna beroende av kyl/värmeeffekten

Den tillförda effekten i kompressorn är beroende av vilket kondenseringstryck (temperatur) som måste hållas i kondensorn. Under vintersäsongen (värmemodus) styr värmebehovet kondenseringstrycket(temperaturen) medans vid sommarsäsongen (kylmodus) styr kylbehovet kondenseringstrycket hos värmepumparna. I Fig. 5 ses en jämförelse mellan totalt levererad effekt från värmepumparna och levererad effekt från hetgasvärmeväxlarna beroende av medeltemperaturen i var månad.

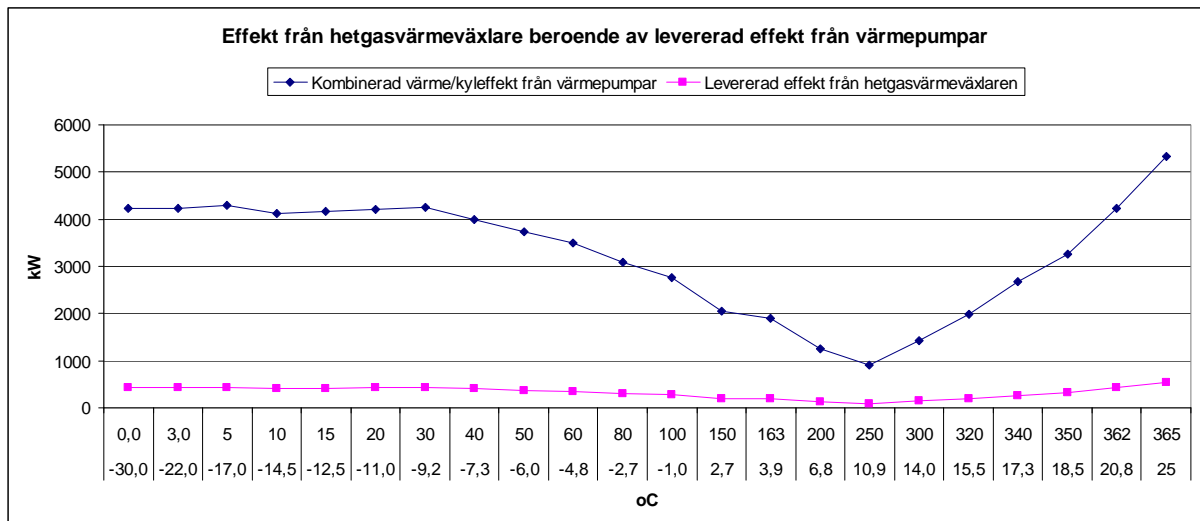


Fig. 5. Effektuttag från hetgasväxlare beroende av totalt levererad effekt från varmepumparna .

- Maximalt levererad effekt från hetgasväxlarna till högtemperaturkursen är i de projekterande värdena beräknad till 533 kW då uttemperaturen är 25°C och minimum på 91 kW precis i brytningen mellan varmemodus och kylmodus, då uttemperaturen är ca 14°C.

3.4.3 Temperaturvariationer till och från energibrunnarna

Energibrunnarna fungerar som varmepumparnas energikälla. Om vintern sker uttag av effekt från brunnarna beroende av värmebelastningen i sjukhuset medans om sommaren så dumpas värme mot brunnarna för att kunna kyla sjukhuset samt för att lagra energi/värme till vinter. Detta uttag/dumpning påverkar temperaturerna i köldbäraren vilket i sin tur påverkar temperaturen i hela energilagret. I Fig. 6 visas de projekterat beräknade temperaturerna på köldbäraren utifrån effekterna vid olika graddagar. I bilaga 7 ses värdena vid olika effektbehov utifrån graddagar i tabellform. I det projekterande beräkningarna med 350 brunnar som utgångspunkt ses ett maximalt utnyttjande av energibrunnarna på de varmaste dagarna då kylbehovet i sjukhuset är som störst. Antalet brunnar är projekterat för att kunna täcka ca 7 MW kylbehov av kondenseringskretsen. Vid en stor effekt påtryckning ökar temperaturen i brunnarna och därmed en ökad temperatur på köldbäraren från brunnarna.

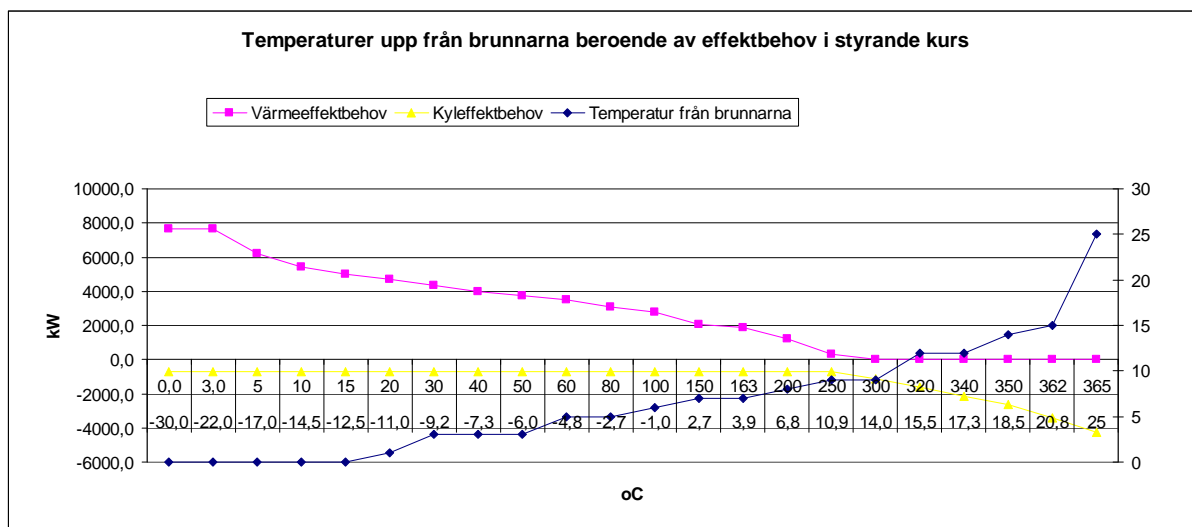


Fig. 6. Temperaturer på köldbäraren beroende av styrande kurs.

Då energicentralen är i värmemodus täcks kylbehovet i sjukhuset med frikylning mot brunnarna men då temperaturen ute stiger över 14°C övergår driften i centralen till kylmodus och därmed ändras driften mot brunnarna till att kyla kondenseringskretsen. Se systemschema i bilaga 6.

På grund av större temperaturdifferens mellan berggrund och köldbärare då energibrunnarna används till kylbehov klarar brunnarna en större effekt påkänning per meter än vid värmeuttag. Detta gör att för kylbehov kan effekt-påtryckningen per meter kunna uppgå till kring 90 W/m och även högre. Pga av den stora temperaturskillanden i borrhållsvägg och köldbärare vilket leder till större konvektion och därmed större värmeledningsförmåga. (Skarhagen, 2009) Vid effektupptag från brunnarna bör det ej överstiga 30-40 W/m. (Varmepumpeveileder, 2008)

- Maximal effekttilförsel på 7 MW mot brunnarna ger en projekterad påtryckning av ca 118 W/m.

4 Simuleringar av termiskt energilagring

I detta kapitel simuleras det termiska energilagrets 228 brunnar mot projekterade energibehov.

4.1 Simuleringar av energibrunnar i EED

Utgångspunkten för simuleringarna var att få en översikt över temperaturerna på köldbäraren. Simuleringar som gjorts av anläggningen tidigare har förutsatt 350 stycken energibrunnar. Eftersom anläggningen nu driftas med 228 stycken energibrunnar så ändras även temperaturerna på köldbäraren beroende av hur brunnarna belastas.

Data angående brunnarna har kommit från Båsum Boring AS, som har varit entreprenör. Se bilaga 4 för data från Båsum Boring AS.

Ett av målen med simuleringarna är att se på hur det nuvarande laget ska kunna driftas för att kunna vara i drift om fem år. Detta genom att simulera energilagret för olika värme- och kyllaster och se på temperaturutvecklingen för köldbäraren. Även en simulering för att se på hur många brunnar som är nödvändigt för att kunna täcka kylbehovet för kondensatorvärmerna har gjorts.

4.1.1 EED

För simulering av det termiska energilagret vid Nye Ahus har Earth Energy Designer (EED version 3,0) använts. Programmet är utvecklat för att lätt kunna designa bergvärme värmepumps anläggningar.

EED är baserad på parameterstudier från en numerisk simulationsmodell där analytiska lösningar för värmeflödet från olika antal borrhål samt dess geometri.

Som input i programmet så används

- Geologiska datan från tidigare termiska responstest (se bilaga 4)
- Geometrin på det termiska lagret (Antal meter mellan samt djupet på brunnarna)
- Sjukhusets energibehov för kyla och värme per månad
- Maximala effektbehov per månad kan läggas in.
- Produktegenskaper i upptagningsystemet (rör etc.)

Ur programmet kan man få måntliga temperaturer på köldbäraren för den beräknade tidsperioden. Max och min temperaturer för tidsperioden kan också ses.

4.1.2 Laster

De lasterna som är angivna i simuleringarna är beräknade utifrån energi-och effektbehovs beräkningarna gjorda av Christian Sageng (SWECO, 2005). Dessa har modifierats ifrån graddagar till att passa medeltemperaturerna för var månad. Detta ger medeleffektbehov per månad och utifrån detta har energibehovet beräknats vilket var data inputen i EED. Det blev antaget frikyllning mot brunnarna mellan september och april då värmepumparna går i värmemodus, mellan maj till och med augusti antogs värmepumparna. Detta utifrån att

energicentralen ska drifas i kylmodus då temperaturen ute överstiger 14°C. På grund av att denna driftstrategi, som både inkluderar frikylning och då värmepumparna används som kylmaskiner, ej kan anges i EED var energibehoven tvungna att beräknas om och göras tillägg i dessa månader för energi från kompressorarbetet.

Topplasterna har anslagits utifrån de tidigare beräknade maxlasterna samt hur de ombyggnationer som gjorts påverkat den tänkta effektbelastningen av lagret. Se bilaga 8 för beräknade inputdata till EED.

4.1.3 Utformning av lager

Utformningen av lagret är rektangelformat med brunnarna placerade 7 meter från varandra. Utifrån de data som Båsum Boring angivit ger detta en volym på totalt ca 3,8 Mm³. Lagrets aktiva medel djup är 173 m dvs. från grundvattenytan och ner. Sammanlagt aktivt djup blir 39 450 m för hela lagret. Den reella volymen på lagret är dock större eftersom den närliggande bergvolymen av de yttersta brunnarna påverkas (tas hänsyn till i EED).

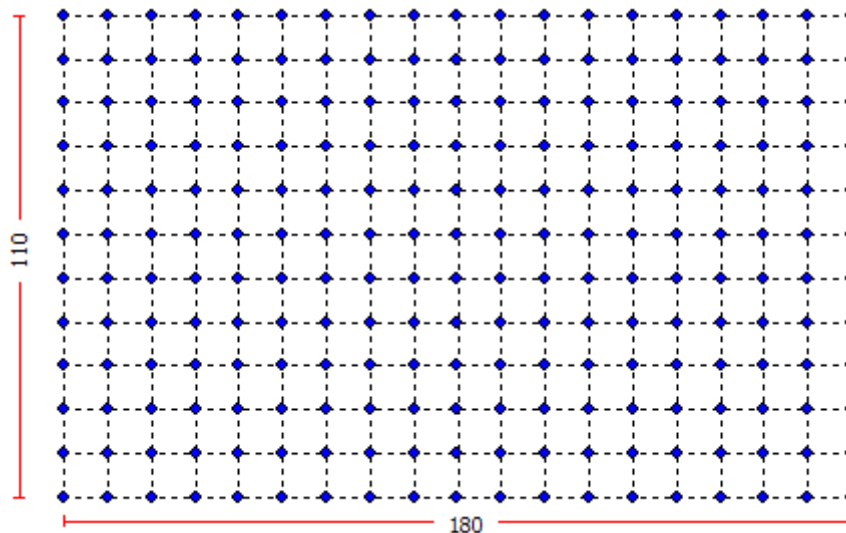


Fig. 7. Utformning av lagret.

4.1.4 Köldbärare

HX24, med etanol/vatten blandningen med 24% etanol får en fryspunkt på -10°C. Eftersom var och en av brunnarna är dimensionerade för en cirkuleringsmängd på 0,6-0,7 l/s har ett medelvärde på 0,65l/s antagits. Detta ger ett totalt volymflöde för köldbäraren på 0,148 m³/s dvs 153,2 kg/s. Värme kapaciteten hos HX24 är 3,82 kJ/kg K vid 0°C. (Melinder, 1997)

4.1.5 Simuleringar

I simuleringarna av energilagret så har det setts närmare på tre olika scenarior där medeltemperaturen på köldbäraren under de närmaste åren har varit i fokus. I detta kapitel visas resultaten från simuleringarna. Se bilaga 9 för utförande.

- Väntad temperaturutvecklingen i lagret vid teoretiskt beräknade laster
- Effektbegränsning i värmeupptaget från brunnarna

- Maximala kyllosterna för det nuvarande lagret samt vad som ska till för att klara större laster

Vid den första simuleringen av hur dagens lager skulle fungera visar EED på en obalans i lagret med ett värme underskott på ca 1000 MWh/år som med åren ger en stadigt sjunkande temperatur i lagret. Detta kan ses i Fig. 8 där temperaturen minskar för var år i baslasterna. I bilaga 10 kan temperaturerna för var månad i år 1, 2 och 5 ses i tabellformat. De höga topplasterna för kyla kan ses göra utslag med höga temperaturer, se max topplast. Inputen i EED har satt max topplaster under juni, juli och augusti då kylbehovet är som störst. Max värmeplast är satt i slutet av januari.

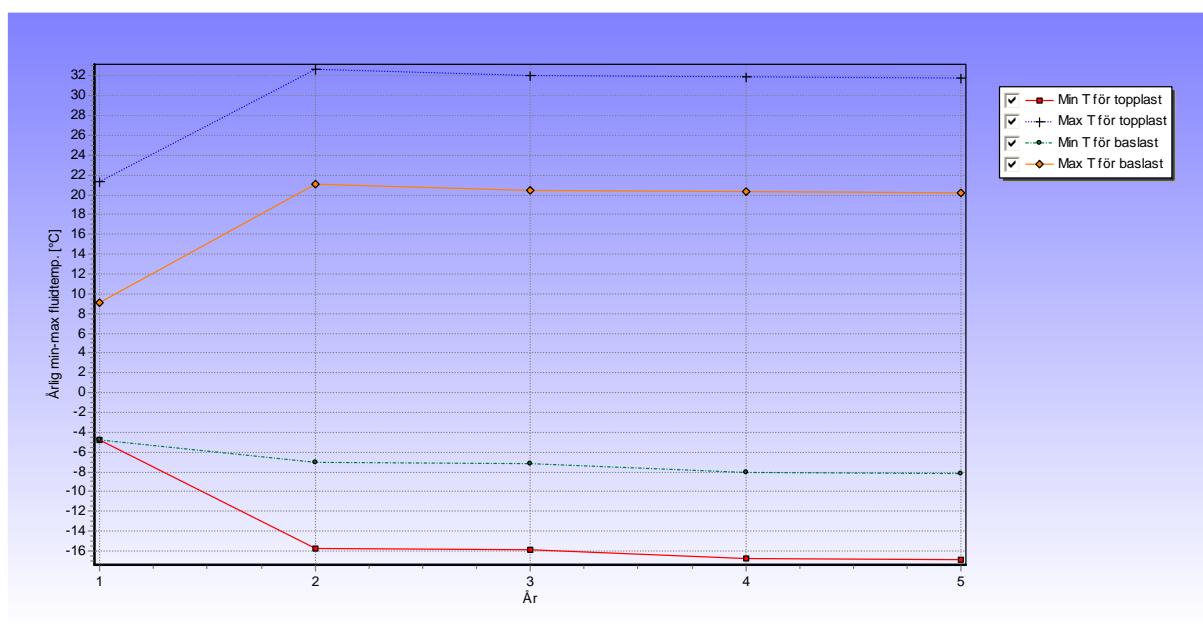


Fig. 8. Temperaturer för baslaster samt max- och mintemperaturer år 1-5.

Vid de normala lasterna (baslasterna) kan man se att temperaturerna i lagret minskar från år 1 och stabiliserar sig kring $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ i år 5. Dock bör man observera att temperaturen på köldbäraren då värmebaslasterna är som högst fort kryper under $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ innan den stabiliserar sig. Detta är för låga temperaturer på köldbäraren då frystemperaturen för mediet är $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ och leveransen till värmepumparna helst ej ska gå under $-2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ upp från brunnarna och $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ tillbaka. Temperaturen tillbaka till energicentralen är kritisk med tanke på värmepumparnas kondenseringseffekt Q_k och värmepumpsprocessens värmefaktor COP.

Den andra simuleringen hade som utgångspunkt att se på vilken energibalans mellan upptagen och dumpad energi som ska till för att hålla medeltemperaturkraven på köldbäraren över $-2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ i vintersdrift. I denna simulering har det valts att bortse från de maximala toppvärmelasterna.

Ur simuleringen med de beräknade teoretiska lasterna kan man se att värmeupptaget under vintersäsongen varierar mellan $7\text{--}45\text{ W/m}$. Med att sätta en effektbegränsning på hur mycket som kan tas upp så kan man finna ut de nya energilasterna per månad. De nya värmelasterna som använts ses i bilaga 11.

Med varme effektbegransning på 40 W/m

- minskar effektupptaget till ca 1,6 MW
- totala energiupptaget minskas med ca 220 MWh
- Simuleringarna visar att temperaturutvecklingen i köldbäraren, med åren, är sjunkande och i slutet av år 5 nere på $-7,5^{\circ}\text{C}$

Med varmeeffektberansning på 30 W/m

- begränsas effektupptaget från brunnarna till ca 1,2 MW
- totalminskning av ca 1000 MWh i varmeupptag
- varmunderskottet i brunnarna är på ca 200 MWh

I Fig. 9 så kan man se att minimum temperaturerna för baslasten är ca -4°C . I grafen med temperaturerna i köldbäraren för år 5 så kan man se att det endast är i februari som medeltemperaturen sjunker ner mot -4°C .

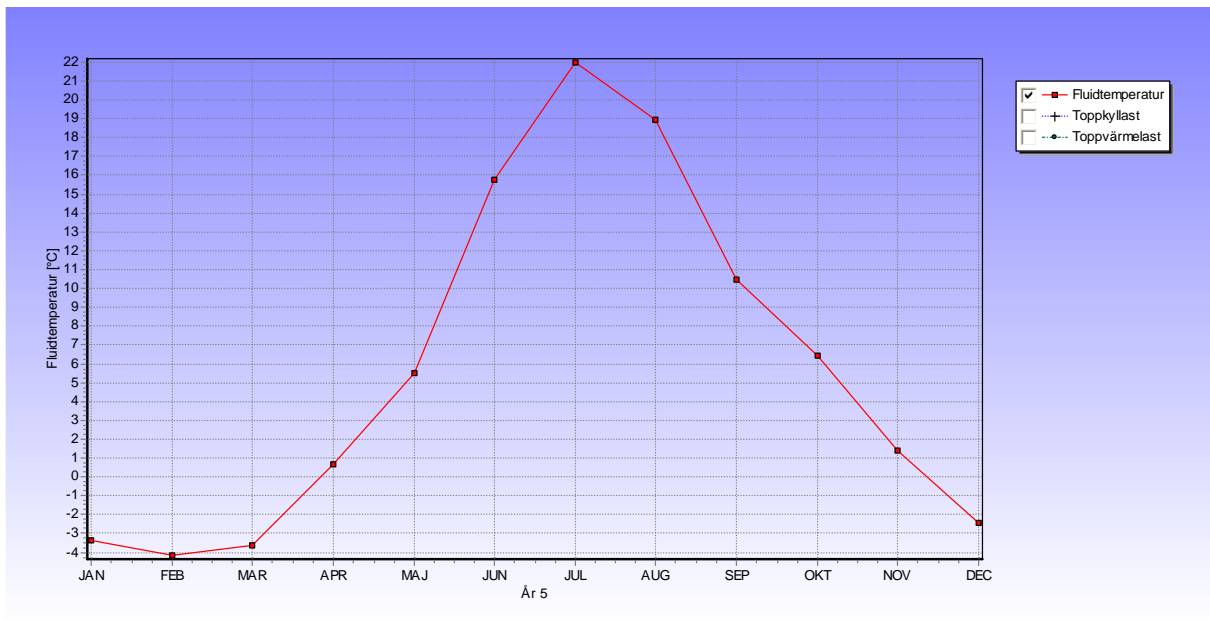


Fig. 9. Temperaturutveckling per månad i köldbäraren i år 5, varmeeffektbegransning på 30 W/m.

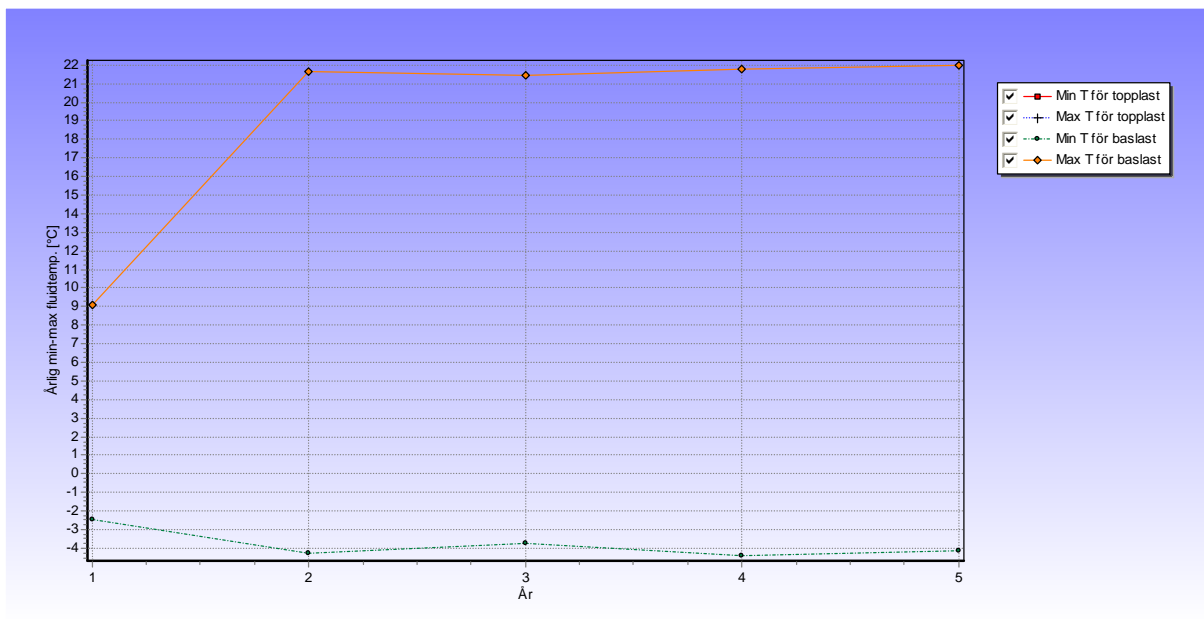


Fig. 10. Temperaturutveckling i köldbäraren under de första 5 åren med en värmeeffektbegränsning på 30 W/m.

Det ursprungliga lagret var projekterat ut efter att kunna täcka 7 MW av sjukhusets totala kylbehov på ca 9 MW, med 342 brunnar. Med att stoppa utbyggnaden av energilagret vid 228 brunnar så var det tvunget att göra en omkoppling i sjukhusets ventilationsystemet vilket gör det möjligt att dumpa 1,5 MW värme över tak. Detta för att säkra kylbehovet vid de varmaste dagarna. Med denna lösning behöver brunnarna endast kunna ta mot 5,5 MW istället för 7 MW.

Temperaturerna efter dumpningsvärmväxlarna tillbaka ner till brunnarna ska vid sommar drift ej stiga över 36°C med en temperatur upp från brunnarna på 27°C. I EED är medeltemperaturen på köldbäraren på 31,5°C som maxtemperatur på köldbäraren. I de tidigare simuleringarna har varigheten på den maximala effekten sats på 6 timmar. Vid dessa simuleringar låg medeltemperaturen på köldbäraren på ca 32°C i slutet av juli i år 5. Med att simulera olika varigheter på dessa maxlaster kan man se hur känsligt systemet är. I Fig. 11 ses en jämförelse mellan temperaturerna på köldbäraren då varigheten vid max kylbehov varierar mellan 6, 8, 10 och 12 timmar.

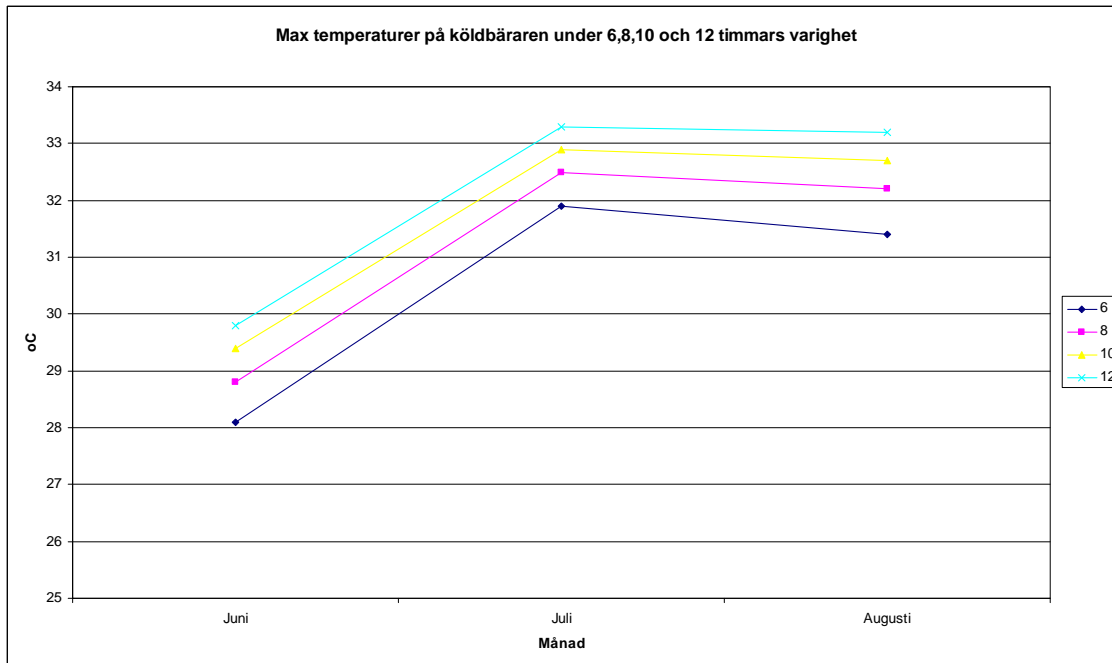


Fig.11. Olika temperaturer i slutet av juni, juli och augusti beroende av maxeffektens varighet i timmar.

Simuleringar visar på att lagret med 228 brunnar precis ligger på gränsen av att klara av att leverera rätt temperaturer till energicentralen vid maximalt kylbehov på 5,5 MW

Vid 12 timmars varighet för maximalt kylbehov ger ca 100 MWh större energi tillförsel till brunnarna än vid 6 timmars varighet.

Största skillnaderna mellan effektvarigheterna är temperaturutvecklingen.

4.1.6 Felanalys av simuleringar av energilagret

I simuleringarna av energilagret så har en antal olika antagningar, medelvärden använts samt har omräkningar utifrån tidigare beräkningar gjorts. Alla dessa står angivna i simuleringens underlag (bilaga 9). Vissa av antagningarna har större osäkerhet i sig än andra och dessa diskuteras här.

Avståndet mellan tur/retur rör (center) för kollektorerna är satt till 60 mm, som är ett antaget värde mellan det maximala 85 mm och det minimala 40 mm. Denna antagelse diskuterades med John Ihlen vid Båsum Boring AS som tror att detta kan vara ett passande värde. (Ihlen, 2009) Bricketer mellan tur och retur har ej använts vid brunnparken. Vid längre avstånd än angivet mellan rören minskar värmeövergången och temperaturskillanden ΔT mellan tur och returen i brunnarna ökar vilket i sin tur ger ett högre effekt från brunnen. Om istället är mindre än angivet ökar värmeövergången mellan rören och ΔT minskar. Detta är antaget i teorin.

Den största osäkerheten i simuleringen ligger i de beräknade lasterna för var månad. Dessa är beräknade utifrån effektberäkningarna gjorda av SWECO i 2005. Effekten var då angiven

som dygnsmedel för de olika graddagarna och utifrån detta samt månads medeltemperaturer för Lørenskog har energilasterna per månad beräknats. Energibehovet till värme blev ca 7% större och energibehovet till kyla ca 6% mindre än vad som beräknats av SWECO. Detta på grund av att beräkningarna av energibehovet med graddagarna inkluderar effekt beroendet av utetemperaturen under hela dygnet. Dvs att vid användning av månads medeltemperatur så blir det en större osäkerhet vid ej kontinuerlig drifttid.

I EED anges den specifika värmeledningsförmågan för fyllningsmassan. I detta fall anges stillastående vatten som fyllnadsmängd med 0,6 W/mK. Detta är ett konstant värde och kan vara missvisande då det oftast sker strömning i fyllningsmassan också vilket leder till att konvektionen till/från kollektorerna blir större. Vid upptagning av värme till köldbäraren ligger värmeledningsförmågan på ca 0,7 W/mK istället och vid avgivning av värme uppstår ännu högre värmeledningsförmåga och bör anses vara kring 1,0 W/mK. Detta leder till att kyleffekten kan bli bättre om sommaren än vad som simulerats här. (Skarphagen, 2009)

Gällande värmepumparna/kylmaskinerna har SPF beräknats som ett medel för värmesäsongen samt kylsäsongen med en 50% Carnoteffekt. Detta har stort utslag på energiupptaget från berget och med ett relativt högt SPF för värmemoduset på 3,9 så kan obalansen bli större än vad den i verkligheten är.

Med att ej beräkna temperaturerna i köldbäraren under max effekt värmebelastning i simuleringen för maximalt värmeuttag så påverkas resultat för de lägsta temperaturerna i brunnarna. Energimässigt påverkas inte lasterna mycket men temperaturerna faller fort vid större effektbelastning.

Tillkopplingsledningarna till/från brunnarna till fördelningsbrunnarna är av samma typ som kollektorerna ner i brunnarna. Dessa tillkopplings ledningarna ligger på 1,2 meter djup, och har en samlad längd av 36 000 m. Detta fungerar som en jordvärmeväxlare och beror av temperaturen i backen. Tillkopplingsrören har ej tagits hänsyn till i simuleringarna men vill i verkligheten påverkas temperaturen även i köldbäraren. Då temperaturen i jorden är högre än temperaturen i köldbäraren ökas temperaturen i köldbäraren och vid lägre temperaturer i jorden så kyla köldbäraren ned ytterligare.

EED har vissa betydliga begränsningar vid simuleringar av dessa slag. Vatten genomströmning i borrhålen tas ej hänsyn till vilket leder till långsammare temperaturändringar. Inputen i programmet är också något grov (månadsvärden), och passar bättre i förprojekt än för slutgiltiga simuleringar. Även anses användningen av SPF-värdena för grova eftersom endast ett SFP värde för värme respektive kyla kan anges. Gällande kylbehovet kunde ej frikylning mot brunnarna anges för var månad utan detta var ett val som i sådant fall gällande all kyla. Detta förde till vissa omräkningar för att fortfarande kunna simulera lagret som det driftas. Eftersom att kylbehovet angavs som frikylning blev det ett tillagt energi, kompressorenergin, som skulle dumpas. Det bör kunna förbättras i programvaran.

4.2 Värmeövergång beroende av turbulentflöde

Vid simuleringar av energilagret upptäcktes att temperaturen i köldbäraren sjunker snabbt vid värme effektupptag. Detta vill förutom påverkningen i förångningstemperatur hos

värmepumparna även påverka värmeövergången i brunnarna. Det turbulenta flöde minskar på grund av att lägre temperatur i köldbäraren leder till högre viskositet.

Kollektorerna är gjorda av plast. Plast anses vara utan ojämnheter vilket ger $\epsilon = 0$. Med $\epsilon = 0$ ges friktionsfaktorn f för turbulent flöde, från första Petukhov ekvationen (Çengel, 2001);

$$f = (0,790 \ln(\text{Re}) \cdot 1,64)^{-2} \quad [\text{XX}]$$

I ekvation XX så är Re, Reynoldstalet. Vilket är en dimensionslös koefficient som beskriver förhållandet mellan de tröghetsmomentet och de viskösa krafterna i flödet enligt:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad [\text{XX}]$$

V [m/s] är hastigheten på fluiden, D_h [m] är den inre diametern på kollektorn, ρ [kg/m³] är densiteten på köldbäraren och μ [kg/m³] är viskositeten.

Vid en medeltemperatur av $T_0 = 0^\circ\text{C}$ för köldbäraren är $\text{Re} = \text{ca } 6750$ vilket är turbulent flöde. I Fig. 12 ses utvecklingen för Reynoldstalet vid konstant hastighet i brunnarna på 0,65 l/s och dess friktionsfaktor f .

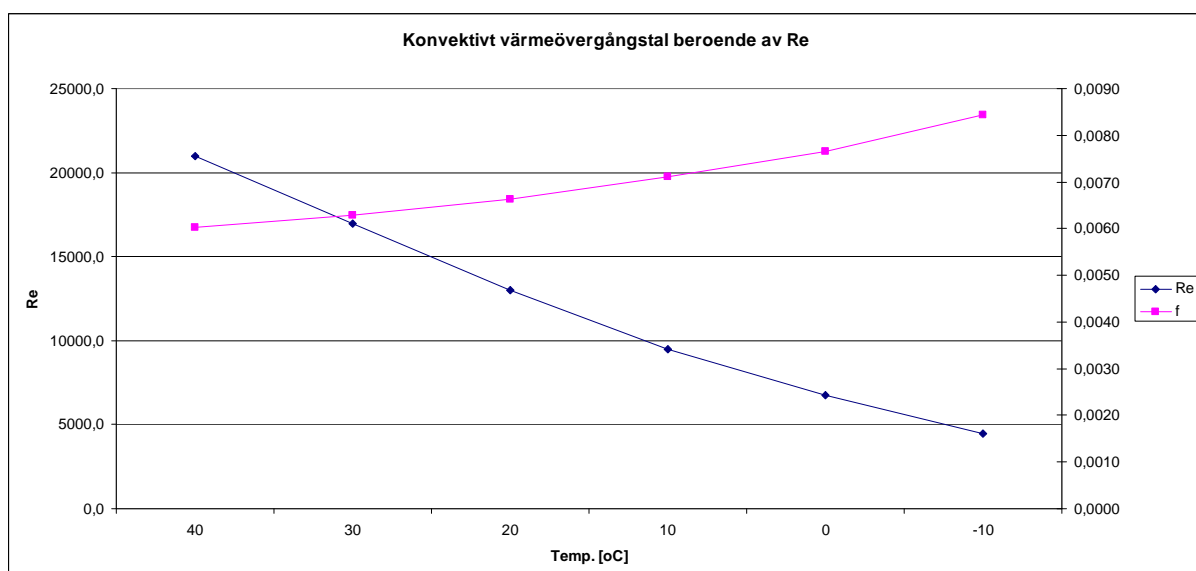


Fig. 12. Re-tal och friktionsfaktor f beroende av viskositeten hos HX24 vid olika temperaturer

Nusselt talet, Nu , en dimensionslös koefficient som beskriver konvektions värmeövergången. Denna beskriver förhållandet mellan konvektiv och konduktiv värmeövergång och är definierad som (Çengel, 2001);

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad [1]$$

Vid beräkningar av Nu-talet med hjälp av Re, Pr (Prandlt's tal) och f så används gärna Gnielinski's ekvation för Nu (Çengel, 2001);

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000) * \text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{0,5} * (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad [2]$$

Denna ekvation är giltig för $0,5 \leq \text{Pr} \leq 2000$ och $3000 \leq \text{Re} \leq 5 * 10^6$.

Det konvektiva värmeövergångstalet h för insidan av kollektorn kan då beräknas utifrån ekvation 1 och 2. I Fig. 13 ses värmeövergångstalet h [$W/m^2 K$] i brunnarna beroende av temperaturen i köldbäraren vid konstantvolymström på 0,65 l/s.

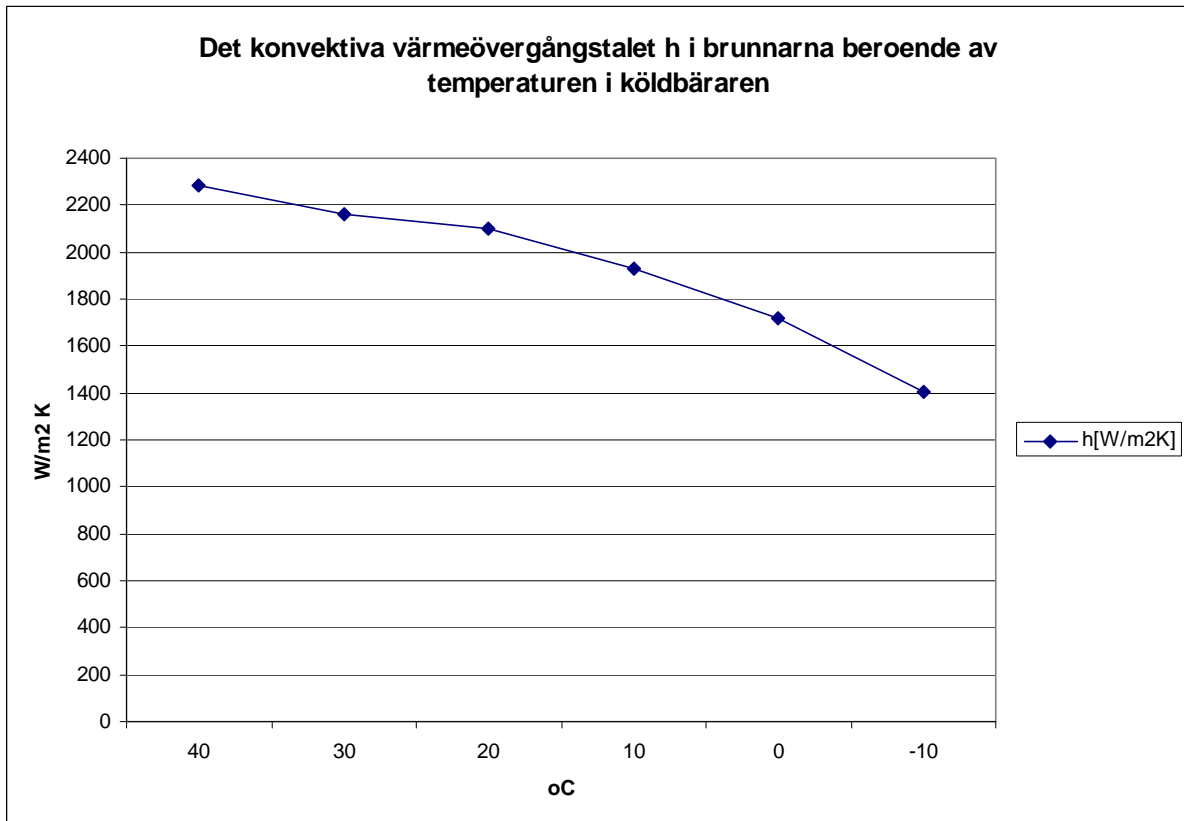


Fig. 13. Värmeövergångstalet, h [$W/m^2 K$], beroende av temperaturen i köldbäraren.

Den konvektiva delen av värmeövergången sjunker med ca 20% vid en temperaturnedgång från 0°C till -10°C i köldbäraren. Med att anta linjär nedgång i det konvektiva värmeövergångstalet är nedgången ca 10% då temperaturen minskar från 0°C till -5°C.

Se bilaga 13 för beräknade värden av det konvektiva värmeövergångstalet h .

4.3 Alternativ för effektlager

De 114 kvarvarande brunnarna är planerade att ha samma utformning som de byggda brunnarna. (Bäcklund, 2008). Med de beräkningar som gjorts i projekteringsstadiet finns det en obalans i lagret vilket leder till sjunkande temperaturer i lagret som är oönskat. Några alternativa förslag för hur en utvidgning av energi- och effekttäckningen på Nye Ahus kan lösas samt ge en balansering av lagret presenteras nedan.

4.3.1 Dubbla U-rörs kollektorer

Jämfört med de brunnar som är installerade idag så skulle ett system med dubbla u-rör i var brunn kunna leverera större effekt från var brunn. Detta kan reducera antalet brunnar som behöver borrar. Brunn uppbyggnaden kan ses i Fig. 14.

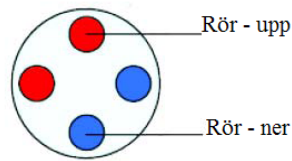


Fig. 14. Uppbyggnad av brunn med dubbla U-rör

Upptagningsförmågan med dubbla U-rör ökar eftersom värmeöverföringsytan ökar med ca 60% med fler kollektorslangar i var borrhål. Tunnare väggar på de dubbla u-rören minskar även det termiska motståndet R_b .

Driften av detta del av lagret skulle styras beroende på temperaturen på köldbäraren. Vid för höga eller för låga temperaturer öppnas ventilerna till denna del av lagret för att på så sätt kunna ta ut mer effekt. Med att projektera denna del som ett effektlager kan man slippa att hålla detta lager i balans energimässigt.

För att kunna drifva lagret som ett rent effektlager bör dock lagret ha en egen rörföring till och från energicentral med varvtalsreglerade pumpar.

4.3.2 Dygnlagrings lösning med vattensilos

Ett alternativ för att ej borra fler brunnar vid Nye Ahus skulle vara en dygnslager lösning bestående av ett vattenlager som klarar av att täcka höga effektbehov. Denna typ av effekttäckning utnyttjar billigare elpriser på natten med att producera kall vatten som kan användas på dagen.

Lösningen består av två silos där ena är fylld med rent vatten medans den andra är tom. Vid höga effektbehov kan dessa kopplas in och ge extra effekt åt energisystemet. Systemet är även kopplad mot en metrologisk station vilket kan ge prognoser om tex. Temperaturer och väderförhållanden. Detta vill då användas för driften av installationen.

Beroende av hur stort effektbehov som denna topplast ska täcka så dimensioneras storleken på silosarna. För Nye Ahus så kommer de högsta effekttopparna när kylbehovet är som störst. Detta medför en temperatur differans på $\Delta T = 10 \text{ K}$ i kylvattenkursen. Tur- och returtemperaturerna är $T_{\text{tur}} = 7^\circ\text{C}$ och $T_{\text{retur}} = 17^\circ\text{C}$.

Primärkretsen till kylbatterierna i ventilationen är vatten vilket gör det möjligt att ej använda sig av en värmeväxlare utan istället shunta in vattnet i kylbatterikretsen. Ur de effektberäkningar som gjorts för behovet av ventilationskyla så kan man se att

- Behandlingsflygeln, B0, har ett effektbehov på ca 1,8 MW vid 25°C utetemperatur som är ca 25% av det totala kyleffektbehovet för sjukhuset på 7,4 MW
- Behandlingsflygeln har ej dygnsdrift

I Tab. 5. kan en beräkning för energiflytet i alternativet ses. Här är det antaget att täcka behandlingsflygelns maximala kylbehov.

Tab. 5. Överslagsberäkning av dygnseffektlager för behandlingsflygeln

Behandlings flygel		
Effektbehov vid 25°C [MW]	1,8	*7/17 °C primärkrets
Längd max effektbehov [timmar]	6	
Sammanlagt energibehov [MWh]	10,8	
Värmekapacitet vatten [kJ/ kg K]	4,18	
Densitet vatten [kg/m ³]	1000	
ΔT [K]	10	
Volym dygnslager m ³	930	

- I exemplet med behandlingsflygeln så skulle installationen kräva två silos där var av silosarna skulle ha en volym av 930 m³
- Utformningen på silosarna bör ha en liten radie för att undgå stor intern värmeöverföring
- Silosarna bör vara kopplade till kolvkompressoraggregatet för att kunna ha bättre kapacitetsreglering

Silosarna skulle vara kopplade till en av värmepumparna samt mot den primära kylvattenskursen i B0. Under nattid skulle värmepumpen kyla vattnet som då går från en silo till den andra och då kylbehovet blir för stort för brunnarna att klara så börjar B0 kylkurs få effekt från silosarna istället för från kylvattenskursen. Vid underskott av värme till brunnarna under året så kan detta värmeväxlas nattetid ner till brunnarna. Detta leder även till lägre behov från kylmaskinerna. Se Fig. 15.

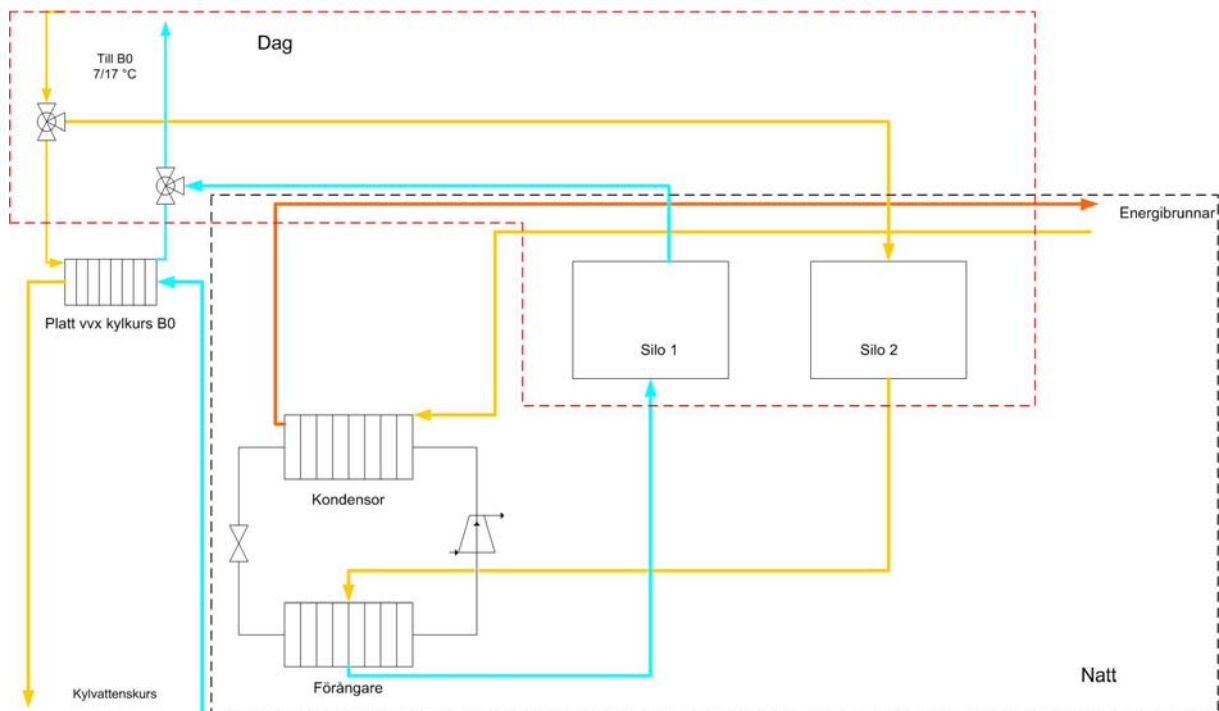


Fig. 15. Principskiss av dygnseffektlager med silos

4.4 Diskussion kring simuleringar av energibrunnar

För det termiska energilagret vid Nye Ahus så var de ursprungliga lagret med 342 brunnar projekterade utifrån att maximalt kunna täcka kylbehovet på 7 MW om sommaren. I tidigare simuleringar gjorda av SWECO i 2007 av detta lager hålls temperaturerna på köldbäraren inom ett temperaturintervall där temperaturen ej faller under $-2,5^{\circ}\text{C}$ eller stiger över 31°C . (SWECO, 2007) Lagret är färdigutbyggt till 2/3 än projekterat och simuleringar i EED visar att vid 2/3 av den ursprungligt beräknade lasten så hålls temperaturerna i köldbäraren cirka detsamma.

Med dagens 228 borrhål är meningen att ett kylbehov på 5,5 MW ska täckas. I simuleringarna kan man se att lagret klarar av att täcka effektbehovet av 5,5 MW utan att överskrida temperaturkraven dock bör ej varigheten på det maximala effektbehovet överskrida 8 timmar. För att säkra dessa temperaturkrav bör man dock utifrån simuleringarna borra sammanlagt 240 borrhål. Vid vatten genomströmning i lagret så kan 228 borrhål räcka eftersom att värmeövergången mellan borrhål/fyllning ökar med hjälp av ökad konvektiv värmeövergång.

Med mindre avstånd mellan brunnarna så sker temperatursvängningarna i brunnarna snabbare eftersom den totala värmekapaciteten för var brunn är mindre då volymen av det totala lagret minskas. Med små avstånd mellan hålen så är det viktigare med balans i lagret än vid större avstånd med större värmekapacitet. I lager med längre avstånd mellan brunnarna går temperatursvängningarna långsammare och därför är ej heller balansen i lagret lika viktig. I simuleringen där avståndet mellan borrhålen ökats från 7 till 10 meter ses ändringar i temperaturen på köldbäraren. Temperaturerna ökar om sommaren samt om vintern. Detta för att värmekapaciteten i lagret ökat med att volymen ökat.

Med begränsning av effektupptaget om vintern simulerades ett mindre energiupptag där ett max upptag på 30 W/m ger ett totalt max effektupptag om vintern på 1,2 MW. Med en sådan begränsning kunde temperaturen på köldbäraren hållas över -4°C . Detta är ändå för låg medeltemperatur för värmepumparna då tryckförhållandet mellan förångningssidan och kondenseringsidan blir för stort och leder till höga tryckrörstemperaturer.

I simuleringarna ser man alltså att det först och främst är effektbehoven som ger de största problemen för att hålla temperaturen på köldbäraren. Här kan man tänka sig att den tredje delen av lagret byggs som ett effektlager. Dubbla u-rör är effektivt vid anläggningar med stora kyleffekts behov eftersom dessa kan leverera större effekt per hål då värmeöverföringsytan per meter är större. Här måste man dock se upp för de höjda trycktapen. Ett annat alternativ är att bygga ett annat typ av effektlager som ej består av brunnar. Med att tex. Använda sig av vattensilos som lager där kylvatten produceras under nattetid med billig el och används under de timmar då effektbehovet vid sjukhuset är som störst. I Sverige har Sundsvall sjukhus använt sig av ett kylagringsystem där snö från vintern sparas och används som kylvatten om sommaren. Ca 50% av snön som sparats är natursnö och 50% är konstsnö. Här har den totala COP för den levererade kylan ut till sjukhuset legat mellan 2 -7 för åren 2000-2005. (Snowpower, 2009)

De låga temperaturer som oppkommit under simuleringen skulle driftmessigt ej tolererats och effektuttaket dragits ner tidligere innan temperaturen opp frå brunnerna nått minimum. Dette påverkar brukstiden av varmepumparna og de låga temperaturerna ger en kapasitetsbegrensning. Om temperaturen faller så lågt blir bruket av topplasten av olja og el høgre for å kunna tåke varmebehovet. Med ett max uttag av 1,2 MW frå brunnerna kan en varmepumparna + brunnerna ge maksimalt 3,5 MW varme, då med ett COP av 2,9. Det totala varmebehovet overstiger 3,5 MW (teoretiske beregningarna) ca 60 dagar per år. Se bilaga XX.

Maximalt avgiven kyleffekt hos kjølbæreren er med projekterade volumfløden 5,3 MW med en tur- og returtemperatur på 36°C og 27°C frå dumpningsvæx mot brunnerna. Se skiss Fig. XX.

Med temperaturer under 0°C risikerer borrhålen å fryse. Dette sker spesielt där grundvannet står i foderrørene og frysningen sker i grundvannet, ej kjølbæreren. Frysningen i sig sjølv er positiv då den avger mycket energi (frysingsenergi). Men problemet oppstår med volumøkningen frå vatten till is som kan leda till problem og bøje kollektorslangarna så ått de bildas proppar. Risken for bildning av isproppar beregnes vara kring 1:10 000. (Ahlstrøm, 2005)

Gjellende vidare drift av lagret bør temperaturen till og frå brunnerna samt effektpåtrykningarna føljas ngrannt og även analyseras for ått kunna avgjøre lagrets virkelige kapasitet og sjukehusets virkelige behov.

5 Mätningar

5.1 Mätningar

I dette kapitel så redovisas mätresultat som blivit loggade från den centrala driftsanläggningen i energicentralen. Sammanlagt 29 mätpunkter i energicentralen samt energibrunnarna har analyserats. Mätdata består av värden som plockats ut för var 50:e minut under januari till och med april 2009. I Tab. 6 visas mätpunkterna i tabellform. Mätpunkterna kan även lokaliseras i systemskissen i bilaga 14, se numrering av mätpunkterna i tabellen.

Tab. 6. Mätpunkter som analyserats för perioden januari-april 2009

Nr	Typ av mätare
1	Volymflödes mätare före förångare
2	Termometer efter förångare
3	Termometer före förångare, efter energibrunnar
4	Termometer före förångare, före energibrunnar
5	Volymflödes mätare tur energibrunnar
6	Termometer tur energibrunnar
7	Termometer retur energibrunnar
8	Volymflödes mätare retur kylvattenkurs
9	Termometer tur kylvatten
10	Termometer retur kylvatten
11	Volymflödes mätare kondenseringskrets, efter dumpningskrets
12	Termometer tur kondenseringskrets
13	Termometer efter oljekylare, skruvkomp
14	Termometer efter oljekylare, skruvkomp
15	Termometer efter oljekylare, skruvkomp
16	Termometer efter cylindertoppar, kolvkomp
17	Termometer retur kondenseringskrets
18	Termometer retur efter dumpningsvix energibrunnar
19	Termometer retur efter dumpningsvix energibrunnar
20	Volymflödes mätare retur lågtemperaturkurs
21	Termometer tur lågtemperaturkurs
22	Termometer retur lågtemperaturkurs
23	Volymflödes mätare retur luftkylare
24	Termometer tur luftkylare
25	Termometer retur luftkylare
26	Volymflödes mätare retur högtempkurs
27	Termometer tur högtempkurs
28	Termometer tur hetgasvix
29	Termometer retur hetgasvix

Värdena från mätpunkterna har analyserats och använts för att beräkna det reella effekt- och energibehovet för låg- och högtemperaturkursen. På grund av mätarens placering i kylvattenskursen har ej dessa data kunntas delats upp på kylvattensbehov och återvinningskurs. Även effekt- och energiupptaget från brunnaran har beräknats samt den totala återvunna energin från kylvattenskursen och återvinningskursen. I bilaga 15 kan de mätade effekt- och energibehov som presenteras ses.

5.1.1 Utetemperaturer

För att kunna se på utetemperaturens inverkning på de olika effektbehoven så har temperaturerna från Det norske meteorologiske institutt (DNMI). Data från Gardermon för januari till och med april 2009 har plockats ut från DNMI:s webbtjänst eklima.(eklima, 2009) I Fig. 16 så ses variationen av medeltemperaturen i analyseringsperioden.

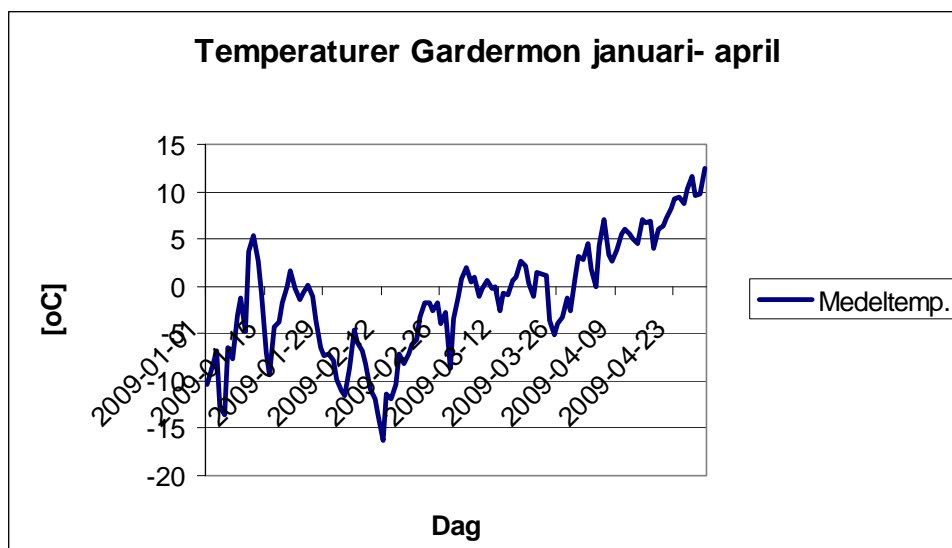


Fig. 16. Medeltemperatur per dag, januari-april 2009.

- Den kallaste perioden blev registrerad i februari, min temperatur på $-21,4^{\circ}\text{C}$ den 12 februari.
- De varmaste perioden registrerades i slutet av april med en max temperatur på $18,8^{\circ}\text{C}$ den 30 april.

I Tab. 7 ses medeltemperaturen per månad i analysperioden. Februari var den kallaste månaden.

Tab. 7. Månadsmedel temperaturer för Gardermon januari-april 2009

Månad	Medeltemperatur [°C]
Januari	-4,0
Februari	-7,6
Mars	-0,4
April	6,4

5.1.2 Energibehov för sjukhuset

Energibehovet till sjukhusets olika kurser blev beräknade utifrån mätdata kring volymströmmar och temperaturer som blev loggade av det centrala driftsanläggandet. I Tab. 8 ses energibehovet för lågtemperaturskursen och högtemperaturskursen i januari till och med april 2009. Energibehovet för kylvattenskursen har ej kunnat beräknats i detalj pga temperaturmätarens placering i returkursen. Placeringen medförde att de loggade data innehåller temperaturen på kursen efter att återvinningen från ventilationen också kommit in på kursen. Därför visas ej kylvattenskursens energibehov.

Tab. 8. Mätat energibehov för lågtemperatur- och högtemperaturskurs

Genomsnittligt energibehov	Energi lågtemp. [MWh]	Energi högtemp. [MWh]
Januari	2189	392
Februari	2470	233
Mars	1731	293
April	497	352
Totalt [MWh]	6888	1269

I Fig. 17 ses Tab. 8 grafiskt i jämförelse med medeltemperaturen för månaden.

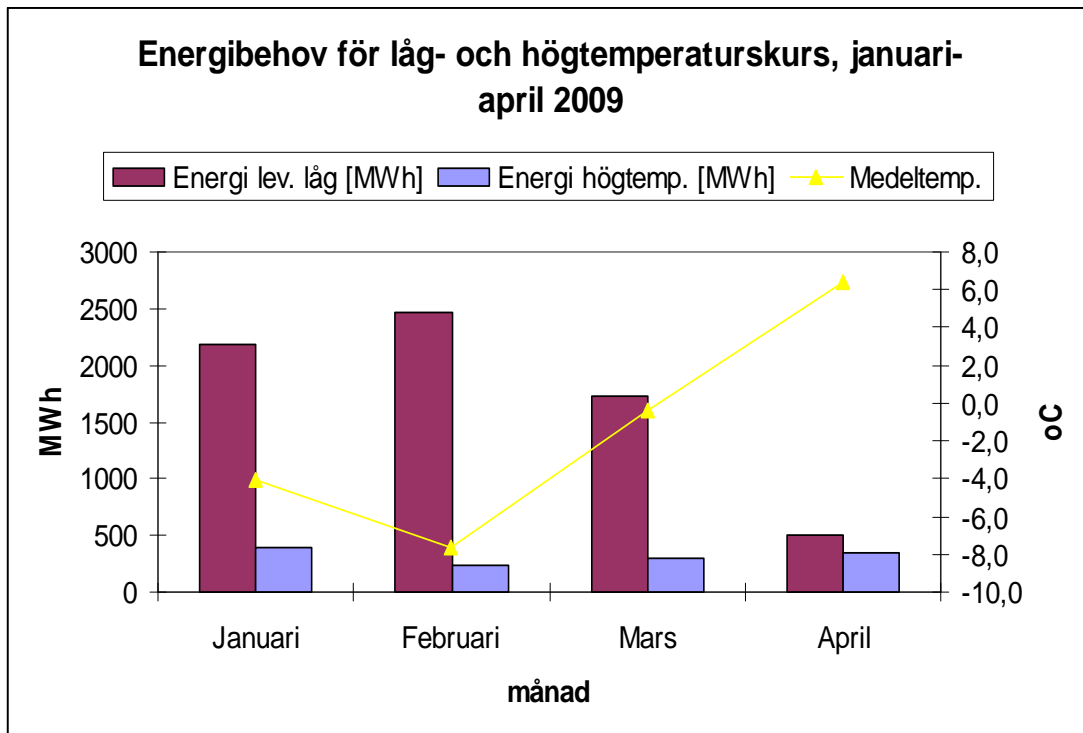


Fig. 17. Mätat energibehov till låg- och högtemperaturskurs i jämförelse med medeltemperaturen, januari till och med april 2009.

- Totalt energibehov till rum- och ventilationsuppvärmning på ca 6,9 GWh
- Totalt energibehov för varmt tappvatten etc. på ca 1,27 GWh
- Energiförbrukningen för högtemperaturskursen ligger relativt stabilt på straxt under 300 MWh i månaden för de fyra månaderna i analysperioden.
- Energiförbrukningen i lågtemperaturs kursen är beroende av utetemperaturen.

I januari låg dock behovet ca 100 MWh högre. Utifrån mätdata i denna period ser man att tur temperaturen i kursen låg 3 K högre i medeltemperatur på ca 83°C än medeltemperaturen på högtemperaturskursen generellt på 80°C i hela analysperioden från januari-april 2009.

5.1.3 Energiförbrukning och återvinningskurs

För att täcka energiförbrukningen så används energiförbrukarna och återvinningskursen som energikälla för värmepumparna. Rådata har bearbetats i Excel tillsammans med data om

utetemperaturer från eklima. De beräknade värdena visar upptagen effekt samt energi från brunnarna och återvinningskursen i analysperioden.

I Fig.18 kan man se att variationerna av upptagen effekt från brunnarna. Om man bortser från peakar upp mot 1,9 MW och 0 MW upptag, så visar mätningarna på två huvud effektupptag:

- 1300 kW, med $\Delta T = 2$ K
- 650 kW, med $\Delta T = 1$ K

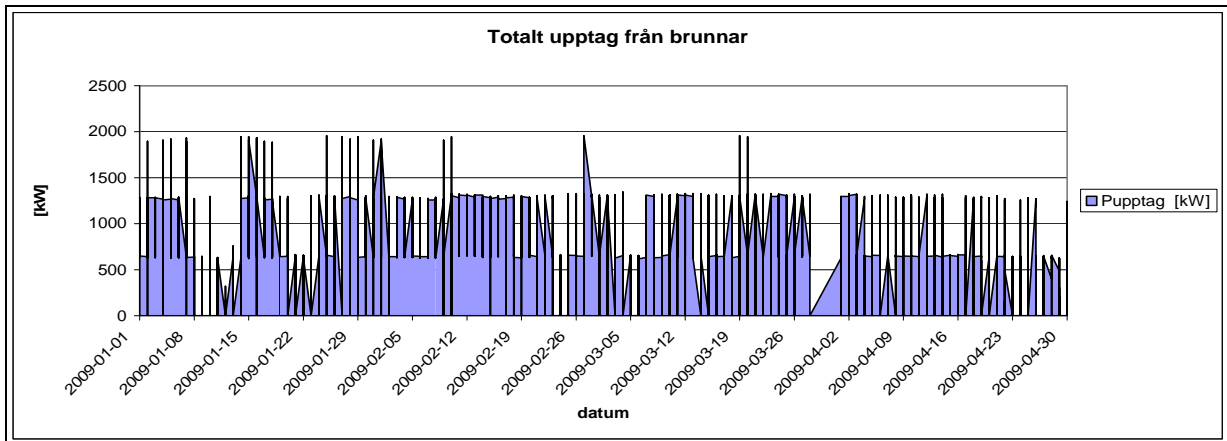


Fig. 18. Mätad upptagen effekt från brunnarna, januari -april 2009.

Där peakarna upp mot 1,9 MW är registrerade är $\Delta T = 3$ K mellan tur och retur och ΔT är temperaturskillnanden mellan upp och ner från brunnarn. Data för volymströmmarna under analysperioden ligger konstant på ca 0,165 m³/s, dvs en volymström på 0,72 l/s i var brunn.

- Med ett konstant upptag från brunnarna på ca 1,3 MW ger detta ett upptag av ca 33 W/m per borrhål.
- Vid effektuttag på totalt 1,9 MW, betyder det 48 W/m per borrhål

Eftersom volymströmmen och densiteten för köldbäraren kan anses konstant ser man att det minskande effektupptaget från brunnarna först och främst är temperaturstyrt. Precis i slutet av analysperioden börjar brunnarna användas för dumpning av värme. Energiupptaget från brunnarna i det termiska lagret samt energin som förts tillbaka till energicentralen genom återvinningskursen ses i Tab. 9.

Tab. 9. Levererad energi från brunnar samt återvinningskurs till förångare, januari-april 2009.

Månad	Energiupptag brunnar [MWh]	Energiupptag återvinning [MWh]
Januari	605	674
Februari	596	549
Mars	537	653
April	136	504
Totalt energi [MWh]	1874	2380

I figur 19 ses akkumulert energiopptagning frå det termiska lagret.

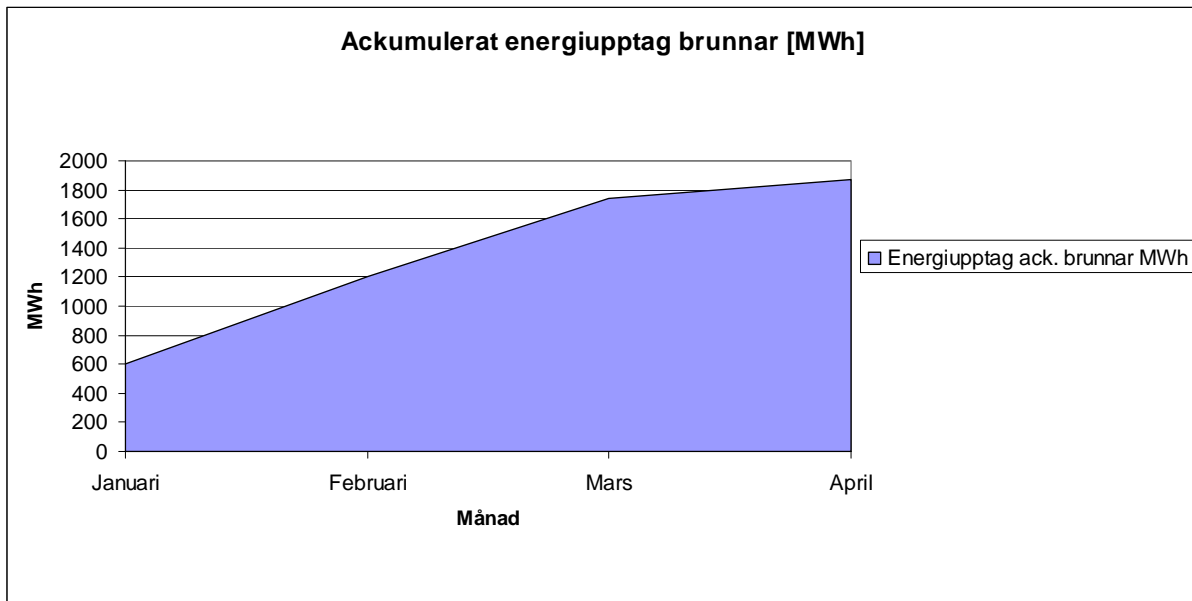


Fig. 19. Måttad akkumulert energiopptag frå brunnarna, januar-i-april 2009.

- Under månaderna januar-i till og med april har sammanlagt ca 1,9 GWh energi tagits opp frå det termiska lagret.
- Temperaturen på köldbäraren opp frå brunnarna har ej fallit under 0°C i analysperioden.

Den upptagna effekten frå återvinningskursen är svår att avgöra utifrån dataunderlaget frå mätningarna. Denna är därför satt som differensen mellan upptagen energi i förångaren og upptagen energi frå brunnarna, se formel 3:

$$P_{\text{återv.}} = P_{\text{uppt.förång}} - P_{\text{upptag}} \quad [\text{kW}] \quad [3]$$

Ur mätdata kunde ej kylvattenskursens effektbehov skiljas frå den upptagna effekten frå återvinningskursen og därmed är de beräknade data som visas summan av både återvinningskursen frå ventilationen samt kylbehovet. I Fig. 20 är mätad upptagen effekt i återvinningskursen den primära energikällan för värmepumparna og den upptagna energin frå brunnarna den sekundära. Fig. 20 visar data frå den kallaste veckan under mätperioden.

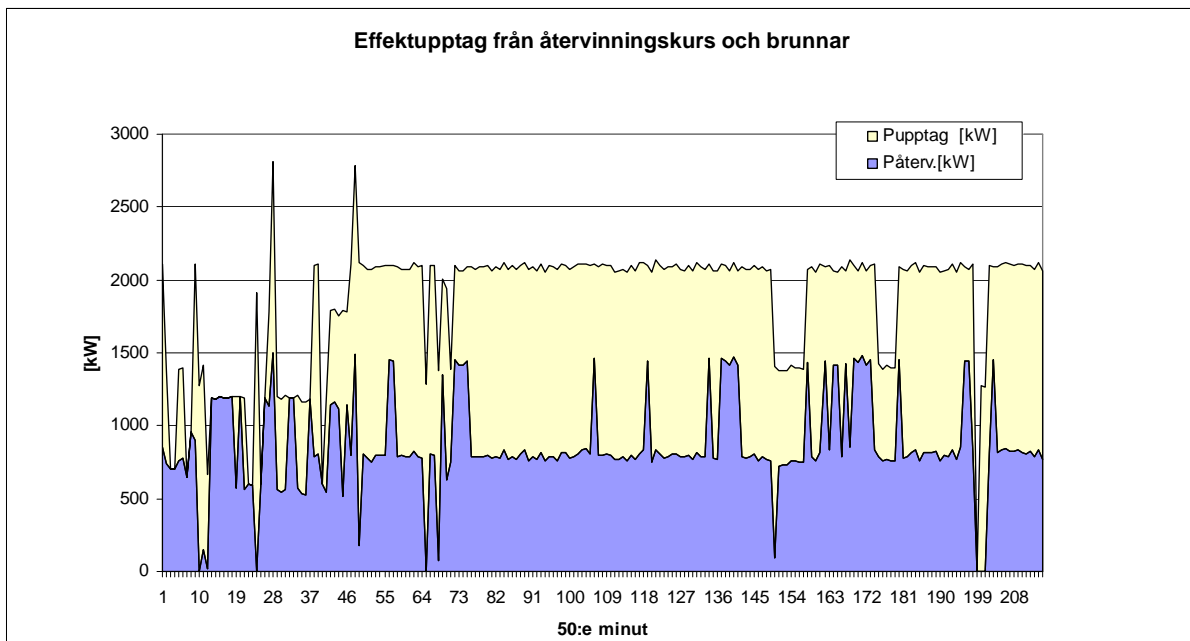


Fig. 20. Mätade effekter i upptag från brunnar samt återvinningskurs.

- Under analysperioden från januari- april 2009 var medeltemperaturen upp från brunnarn $T_{tur\ brunn} = 2^{\circ}\text{C}$. Tillbaka till brunnarna låg medeltemperaturen $T_{retur\ brunn} = 1^{\circ}\text{C}$
- Primär energikälla är återvinningskursen. Detta ses då upptaget från brunnarna minskar då återvinningskursen levererar mer effekt.

5.1.4 Värmepumpar

Under analysperioden är energicentralen satt i värmemodus vilket gör att värmepumparna styrs av effektbehovet i lågtemperaturkursen. Detta påverkar i sin tur både upptagen effekt i förångaren samt levererad effekt både till högtemperaturkurs och kylvattenskurs. Energileveransen från värmepumparna till lågtemperatur- och högtemperaturskursen ses i Tab. 10.

Tab. 10. Mätad energi levererad från värmepumparna, januari-april 2009.

Månad	Energi lågtemp. från vp [MWh]	Energi hetgasvvx. [MWh]
Januari	1677	47
Februari	1652	47
Mars	1672	37
April	840	18
Total energi [MWh]	5841	149

- Sammanlagt har värmepumparna leverat ca 6,0 GWh till låg- och högtemperaturskurs.

Upptagen energi i förångaren är summan av energiuptaget från brunnarna samt energin från återvinningskursen (se Tab. 9).

- Detta ger en totalt upptagen energi i förångaren på ca 4,25 GWh i analysperioden.

- Analogt kan man se at den elektriske energin som behøvt til v̄rmev̄mparna ̄r 5,84 - 4,25 = 1,59 GWh i analysperioden januar-april 2009. D̄ har det ej tagits h̄nsyn til v̄rmev̄rlusterna til omgivningen.

I Fig. 21 kan effektv̄ckningen av l̄gtemperaturskursen fr̄n v̄rmev̄mparna ses. D̄r de bl̄ arealerna ̄r den ekstra effekt som m̄ste tilf̄ras fr̄n el- eller oljapannorna f̄r at kunna t̄cka v̄rmebehøvet i sjuv̄huset.

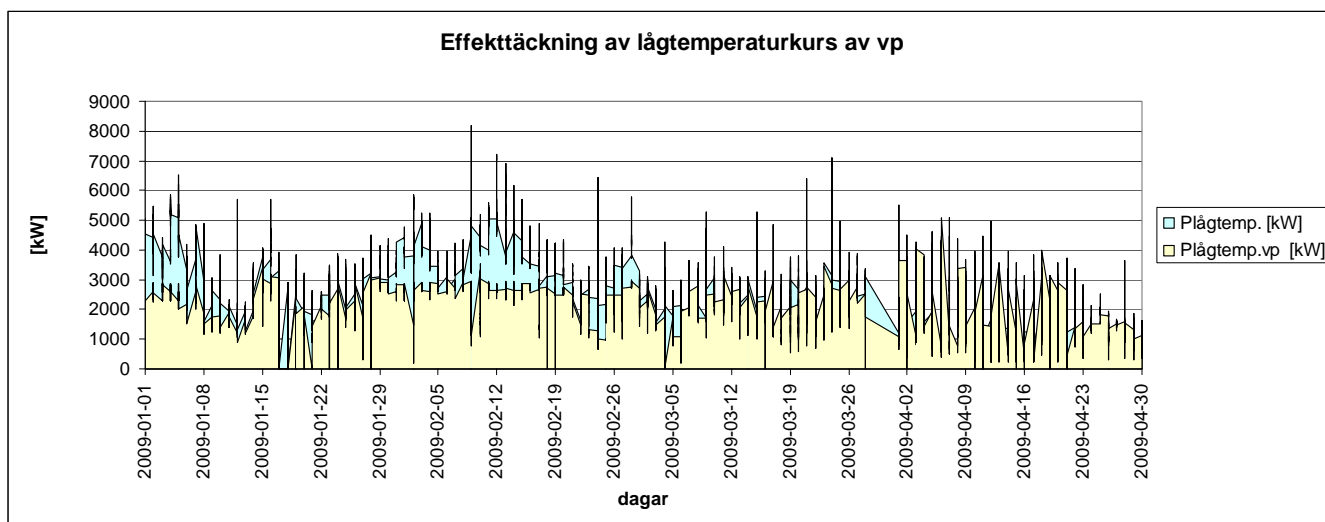


Fig. 21. M̄tad effektv̄ckning av l̄gtemperaturskurs fr̄n v̄rmev̄mparna.

I perioderna d̄r boostning av l̄gtemperaturskursen m̄ste til har l̄gtemperaturskursen en h̄gre turtemperatur ̄n v̄rmev̄mparnas maximalt utḡende vattentemperatur.

- 7 av analys periodens dagar behøvdes l̄gtemperaturskursen boostas pga av temperaturbegr̄nsning p̄ 54°C fr̄n kondenseringskretsen.
- I yttligere 17 dagar boostas l̄gtemperaturskursen pga av at v̄rmev̄mparna ej leverer det temperaturbehøvet som kursen har.
- V̄rmeeffekt leveransen begr̄nsas pga maximal utḡende vattentemperatur p̄ 52°C f̄r skruvkompressorerna og 48°C f̄r kolvkompressorerna. Økning til 54°C med v̄rmev̄xling i skruvkompressorernas oljekylare samt kylning av cylindertoppar.
- Med en m̄tad v̄ckning av 5,8 GWh av ett totalt m̄tat energibehøv p̄ 6,9 GWh f̄r l̄gtemperaturskursen st̄r v̄rmev̄mparna f̄r ca 85%.

I de dagar d̄ v̄rmev̄mparna ej klarer leverer en temperatur p̄ 54°C s̄ visar uttemperaturen p̄ vattnet fr̄n f̄r̄ngaren p̄ ca -3°C.

- Dette tyder p̄ at kompressorerna ej klarer av at lyfte fr̄n det s̄nkta f̄r̄ngartrycket opp til satta kondenseringstrycket.

Effekt fr̄n hetgasv̄rmev̄xlaren ̄r beroende av driften av v̄rmev̄mpen. P̄ dette sett varierer den levererte effekten til h̄gtemperaturskursen med variationen i drift av kolvkompressoraggregatet. H̄gtemperatur behøvet ̄r relativt konstant under dagtid d̄

tappvattensbehovet är som störst. I Fig. 22 framställs variationerna i effektbehov över dygnet, under analysperiodens kallaste dag.

- Medel effektäckning under analysperioden var 54 kW
- Max levererad effekt från hetgasvärmväxlaren är 286 kW
- Hetgasvärmväxlaren täcker ca 12% av det totala energibehovet för högtemperatur i analysperioden (Jfr. Tab. 9 med Tab. 7.)

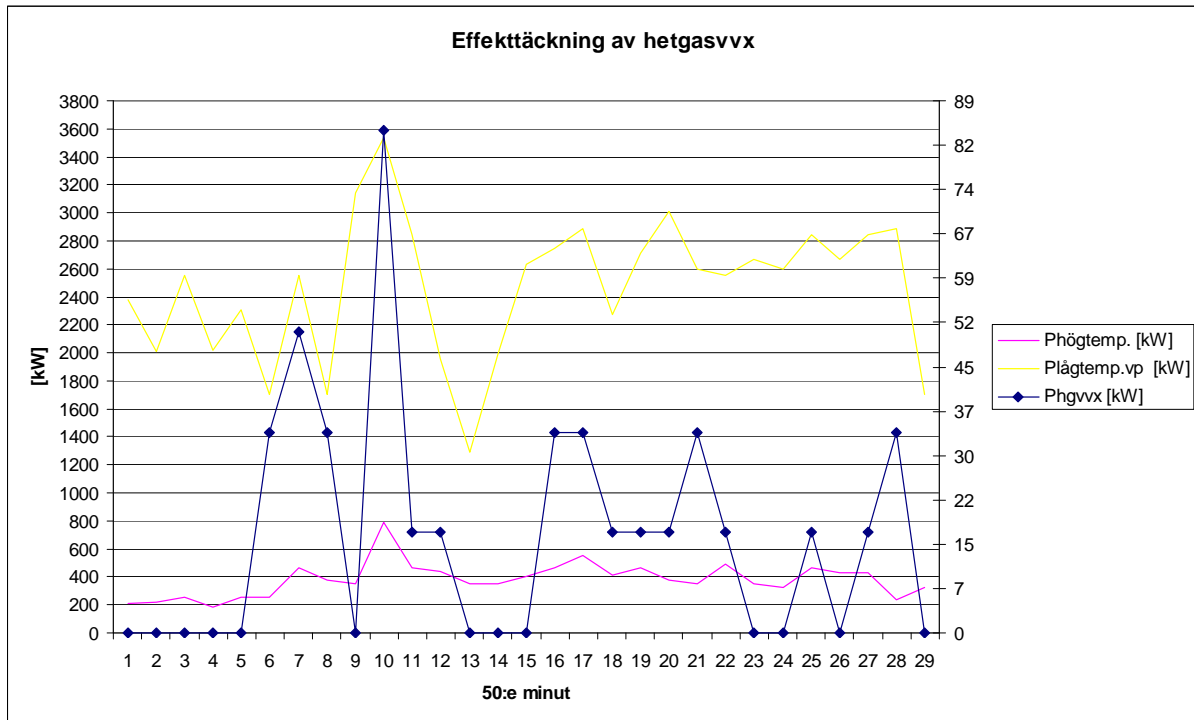


Fig. 22. Effekt från hetgasvärmväxlaren beroende av driften av värmepumparna, 26 januari 2009

Ur Fig. 22 kan man se att

- Levererad effekt från hetgasvärmväxlarna varierar med driften av värmepumparna som är styrda av effektbehovet i lågtemperaturskursen.
- Då effektbehovet ökar snabbt i lågtemperaturskursen så är det kolvkompressoraggregatet som tar variationen. Grundlasten på kring 2 MW täcks av skruvkompressoraggregaten.

Med att analysera vardagar med samma driftsmönster valdes 10 vardagar mellan 16-28 mars för att kunna undersöka normal behovet i högtemperaturskursen. I Fig. 23 ses mätvärdena i en graf.

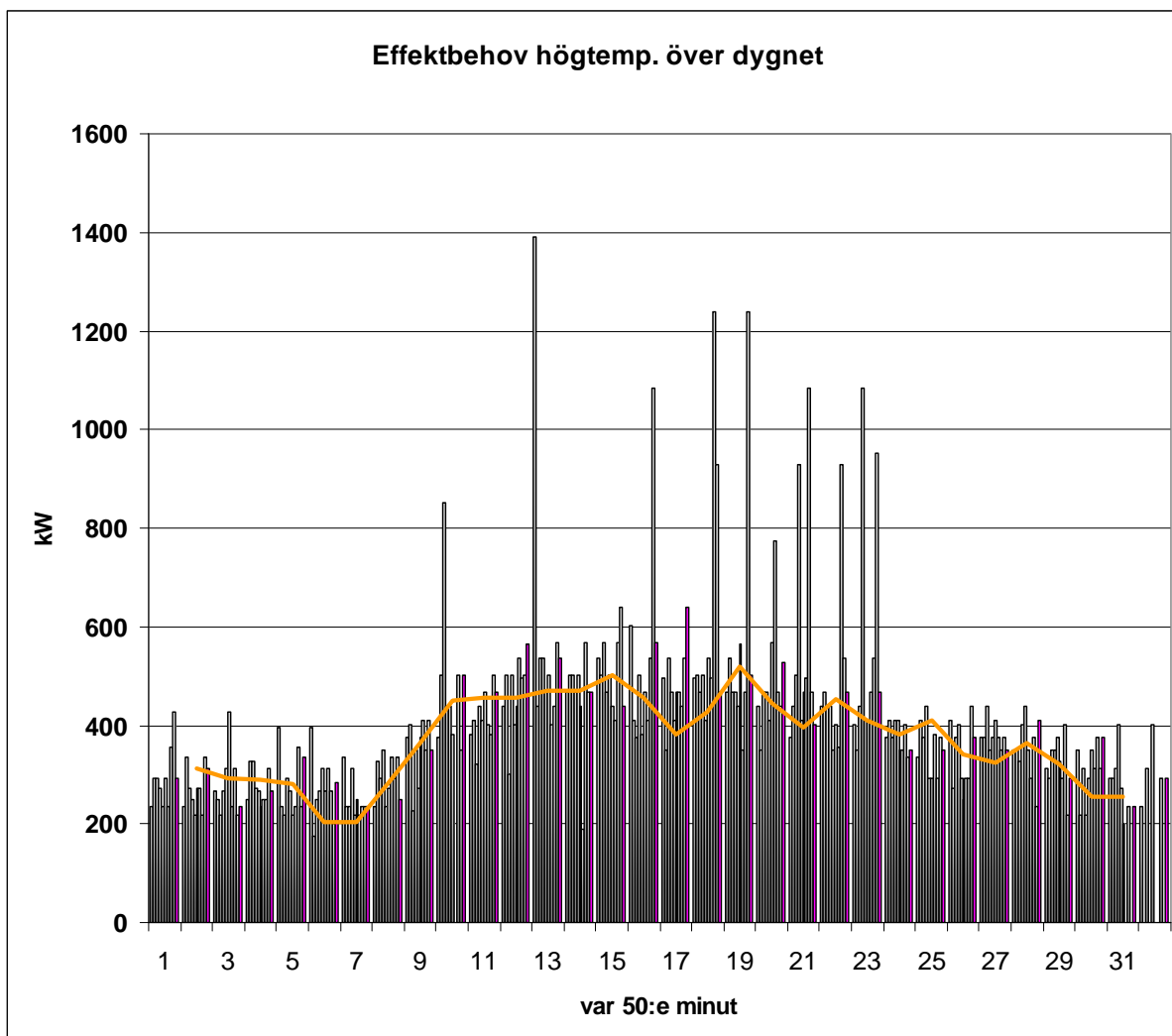


Fig. 23. Högtemperatur effektbehov under dygnet, mätade värden vardagar från 16-28 mars.

- Högtemperaturs-behovet utanför normal drifts tid ligger kring 250 kW
- I driftstid mellan kl. 07.00-22.00 på ca 500 kW
- Nedgången i effektbehov börjar ca kl 19.00.

5.1.5 Felanalys

Vid mätningarna användes Nye Ahus egna centrala driftsanläggning men det gjordes ingen kalibrering av de olika mätarna. Vissa felloggningar har hittats vid analys av datan men dessa har ej tagits med i de slutgiltiga mätgrundlaget.

En annan felkälla är loggningsfel hos den centrala driftsanläggningen. Dvs att rätt signaler skickas från mätarna men att dessa signaler prioriteras ner då anläggningen har mycket att styra. Detta kan leda till att tidsperioderna då mätvärdena loggas blir för långa vilket leder till fel i de sparade mätvärdena. Fel rörande inhämtningen av data från mätarna kan också förekomma och skulle i sådant fall kunna leda till för lågt registrerade värden. Tex. Om ett värde ska inhämtas då det centrala driftanläggningen räknat till 100 pulser för att sedan börja om på 1 istället inhämtas på 1 eller 2 pga att inhämtningen ej prioriterats av anläggningen.

Beräkningarna och bearbetningen av rådatan har gjorts i Excel och kan innehålla fel/buggar både mänskliga och tekniska. Dock har en noga genomgång gjorts och data som antagits som feldata har ej tagits med i beräkningarna och på detta vis sollats bort.

Vissa av de beräknade värdena är mer osäkra än andra. T.ex returtemperaturen från högttemperaturskursen där temperaturen till hetgasvärmeväxlarna valts i beräkningen. Om dock returen är större än 70°C går den i en trevägsventil in på turen från hetgasvux. Detta kan leda till att effektbehovet i högttemperaturskursen i verkligheten kan vara lägre än beräknat. I beräkningarna för effektlevereringen från hetgasvux har ett konstant volymström valts på 4 l/s utifrån komponentspecifikationen från York. Om den reella volymström är lägre minskas effekten ytterligare från hetgasvärmeväxlaren. Eftersom att kursen till hetgasvärmeväxlarna är temperaturstyrd så är detta en trolig felkälla.

Den upptagna effekten i återvinningskursen är i realiteten den upptagna effekten från ventilationen efter de vätskekopplade värmeåtervinnarna. Men utifrån data underlaget har denna beräknats som differansen mellan upptagen effekt i förångaren och upptagen effekt från brunnarna. Detta leder till att effekten som beräknats här egentligen både innehåller effektopptaget från ventilationen samt den kyleffekt som är behövd. Detsamma gäller för kylkursen som då också visar ett högre effektbehov eftersom returtemperaturen blir högre då även återvinningskursen går in på samma kurs. Se bilaga XX för systemschema.

Sist men inte minst har anläggningen ej körts ett helt år än vilket gör att säsongsbalansen blir ojämn. Det vill säga den årliga balansen mellan upptagen och lagrad energi.

Energibrunnarna/termiska lagret har alltså ej stabiliserats än. Detta kommer att ta några år.

5.2 Diskussion kring mätresultaten

Under analysperioden från januari till och med april 2009 visar mätresultaten att upptaget från brunnarna var lägre än vad som beräknats i de projekterade beräkningarna. Detta gör att påfrestningarna på lagret ej blivit så stora som tidigare var befarat. Ett effektopptag på totalt 1,3 MW från brunnarna ger ca 33 W/m per borrhål. Detta upptag per meter sammanfaller med vad som generellt rekommenderas vid bruk av bergvärme. (Varmepumpeveileder, 2008)

I de ursprungliga energikraven på Nye Ahus var det meningen att varmepumparna skulle stå för 85% av energibehovet till rumuppvärmning och resterande 15% från el-/oljepannor och energitäckningen för högttemperaturskursen var beräknad till 65% av det totala.

Utifrån mätdata från januari - april 2009 har

- Energitäckning i lågttemperaturskursen på ca 85% från varmepumparna resterande effektbehov har täckts av spetslasten 15 %
- Energitäckning av ca 12% av högttemperatursbehovet

Med en minskning i effekttäckningen för högttemperatursbehovet från 65% som i beräkningarna till 12% i mätningarna ges en total ökning i spetslasten från el eller olja med ca 680 MWh i analysperioden. (Se bilaga 16)

- Detta är en kostnadsökning, i analysperioden, på ca 770 000 kr för täckning av högtemperaturkursen
- Merdriftskostnad på ca 2 300 000 kr per år, antaget konstant behov
- Pga ej kontinuerlig drift av kolvkompressoraggregatet på full kapacitet, utan använts att ta effektvariationerna

Då har det ej tagits hänsyn till energimässiga skillnader i drift på skruvkompressoraggregaten och kolvkompressoraggregaten. Att drifta kolvkompressoraggregatet att ta variationerna är bättre än att låta skruvkompressoraggregaten gå ner på dellast. Detta pga att effektiviteten för kolvkompressorn är bättre på dellast än skruvkompressorerna. (Oesteriech, 2006) Driften bör bygga på att då kolvkompressoraggregatet klarar av att leverera den totala effekten till lågtemperatur- samt högtemperaturskurs bör detta aggregat bara köras för att på så sätt även kunna leverera sin maximala effekt till högtemp.kursen. I mätdata så kan man se att de högsta leveranserna till högtemperaturskursen levereras då den totalt levererade effekten till lågtemp.kursen precis klaras av att täckas av kolvkompressoraggregatet eller då både kolvkompressoraggregatet samt en av skruvkompressorerna går med full kapacitet.

Medelutemperaturen i analysperioden har varit ca 2°C högre än vid ett normalår vilket leder till ett lägre energibehov för rum- och ventilationsuppvärmning.

Återvinningskursen(från ventilation samt kylvattenskurs) har kunnat leverera mer energi och tagit en större del av energibehovet än vad som beräknats. Detta kan bero på ett högre kylbehov än vad som först beräknats eller att uttaget från ventilationen varit större.

- Tillbakaförseln av energi från ventilationen och värmen från de installationer som kräver kyla året om har i analysperioden täckt ca 55% av energitillförseln till förångarna
- Resterande 45% kommer från brunnarna i det termiska energilagret

För att minska användandet av spetslast i högtemperaturskursen bör andra installationer värderas. Detta med bakgrund i att minska de årliga driftskostnaderna för täckningen av högtemperaturskursens behovet.

6 Alternativa varmepumpskoncept for høgtemperatursbehov

I detta kapitel så undersöks andra varmepumpstekniker for att täcka høgtemperatursbehovet på ett kostnadseffektivt sätt. Utifrån mätresultaten från januari-april 2009 ligger effektbehovet for høgtemperaturskursen:

- 500 kW i driftstiden mellan kl 07.00-22.00
- 250 kW utanfor driftstid från kl. 22.00-07.00

Sammanlagt energibehov for høgtemperaturskursen er 3,8 GWh/år anslagit utifrån likadant behov som for analysperioden.

Projekterade tur- och returtemperaturerna till de olika kurserna vid Nye Ahus:

- Høgtemperatur 83/43 °C
- Lågtemperatur 68/35 °C
- Kylvatten 5/15 °C

Det är valgt att se nærmere på alternativ som använder *naturliga köldmedier*. Naturliga köldmedier är ej syntetiska medier och har lågt eller null GWP-värde. Det är ammoniak (R717, NH₃), propan (R290, C₃H₈) och koldioxid (R744, CO₂). Det är ej valgt att se på alternativ med propan på grund av explosionsrisk.

6.1 Största tillåtna investeringskostnad

For att finna ut hvilken största tillåtna investeringskostnad, *STI*, är for ombygging av försörjningen till høgtemperatursbehovet måste den årliga netto intjeningen, *B*, for projektet beräknas. Realränta *r* måste anges samt levnadstiden *n* år for projektet. Utifrån detta kan *STI* beräknas. (Stene, 2001)

$$STI = B \cdot \left(\frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} \right)$$

Den årliga netto intjeningen (*B*) er kostnaden knytet till høgtemperatursbehovet med dagens försörjning från hetgasvärmekjellerne samt kostnad for användning av spetslast(el) minus driftskostnaden med nytt försörjnings sätt. *STI* blir beroende av gennemsnittlig COP over året for det nye försörjningssettet vilket ger en årliga netto intjeningen *B* vid olika COP. I Tab. 11 ses *B* beroende av ulike medel COP.

Tab. 11. Årligt netto intjænat beroende av gennemsnittlig COP.

COP	B [kr]
2	1957253
3	2591753
4	2909003
5	3099353

Den reella räntan är satt till $r = 14\%$ (inkluderat avkastningskrav på 10%) och den tekniska/ekonomiska levnadstid till $n = 15$ år. I Tab. 12 ses de olika största möjliga investering STI vid olika COP.

Tab. 12. STI beroende av COP

COP	STI [Kr]
2	12021778
3	15918984
4	17867587
5	19036748

Detta betyder att med en värmepumpslösning med genomsnittlig COP = 2 är den största tillåtna investeringskostnaden för att investeringen ska vara lönsam vara ca 12,0 Mkr. För en lösning med COP = 3, COP = 4 och COP = 5 är STI 15,9 Mkr, 17,9 Mkr respektive 19,0 Mkr. I Fig. 24 ses en grafisk sammanställning av en ny installations COP och STI.

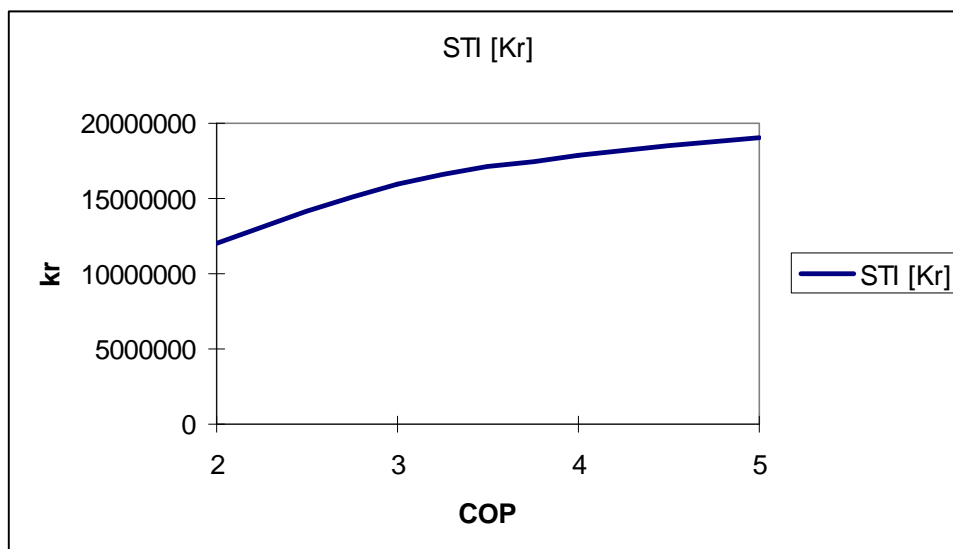


Fig. 24. Största tillåtna investering, STI, beroende av installeringens COP

I bilaga 17 ses beräkningarna för STI.

6.2 CO₂ varmepump

I dette energikonsept for å tåke ett høgtemperatursbehov analyseras en CO₂ varmepumpslosning. Varmen kan leveras over 90°C, og har i studier visat på 20% høgere COP en state-of-the-art varmepumpar med konventionella koldmedier for oppvarming av varmvatten. CO₂-varmepumpar arbeitar med en transkritisk prosess, og på grund av CO₂'s egenskap av høgt kritisk trykk tillsammans med en låg kritisk temperatur sker varmeavgivelsen ved overkritisk trykk, opp mot ca 135 bar. (Stene, 2008). I bilaga 18 presenteras CO₂ som koldmedium samt oppvarming av tappvatten med CO₂-varmepump.

Med systemoppbyggingen ved Nye Ahus, der høgtemperaturskursen er har en tur- og returtemperatur på 83/43°C kurs som tåker behovet for t.ex varmvatten, kommer ej CO₂ varmepumpen till sitt råtta. De hoga returtemperaturerna ger en låg entalpidifferans i gaskylaren, Δh_{gk} og dermed ett lågt COP vid ett givet gaskylartrykk. I Fig. 25 ses ett T-h diagram med en CO₂ varmepumpeprocess som har en såttpunkt på 83°C ut ur gaskylaren og en returtemperatur på 43°C i høgtemperaturskursen.

Vilket trykk som er optimalt att ha i gaskylaren beror av vilket trykk som ger storst forholdande mellom avgiven effekt i gaskylaren og tillförd effekt i kompressorn dvs. Storst COP.

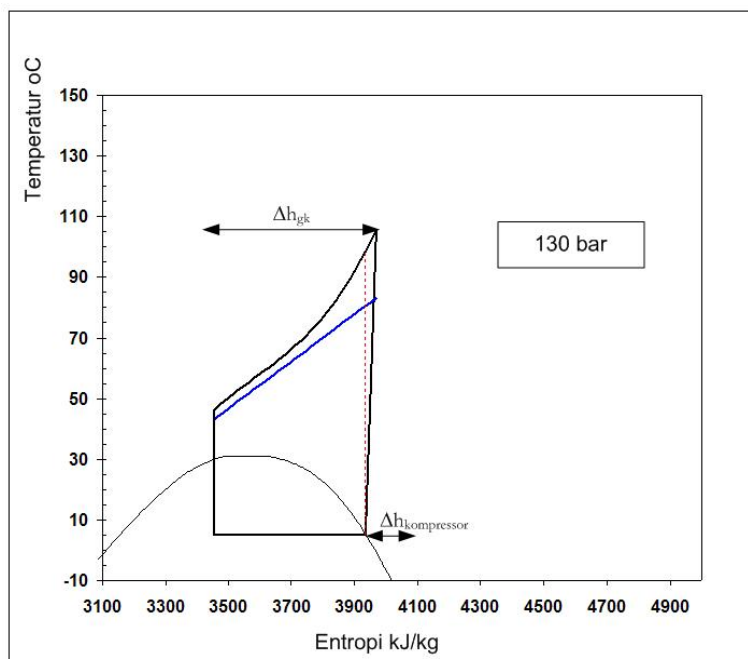


Fig. 25. T-h diagram for CO₂-varmepump med såttpunkt 83°C ut från gaskylare og med retur på 43°C i høgtemperaturskursen, 130 bar trykk i gaskylare.

For varmepumpsprosessen i Fig. 25 blir den teoretiska ca. $COP_{43^\circ C} = 3$. I figuren er det valgt en isentropisk kompressoreffektivitet på 0,8. Den røda streckade linjen er isentropisk kompression. Det er valgt att beräkna strupningen utan förluster. De er ej medtagit suggasvärmeväxlare i principskisserna.

- Låg Δh_{gk} med konstant kompressorarbeite $\Delta h_{kompressor}$ ger lågt COP.

I Fig. 26 visas T-h diagram med samma sättpunkt och tryck i gaskylaren som i Fig. XX men med lägre returtemperaturer (5, 10, 30 og 30°C).

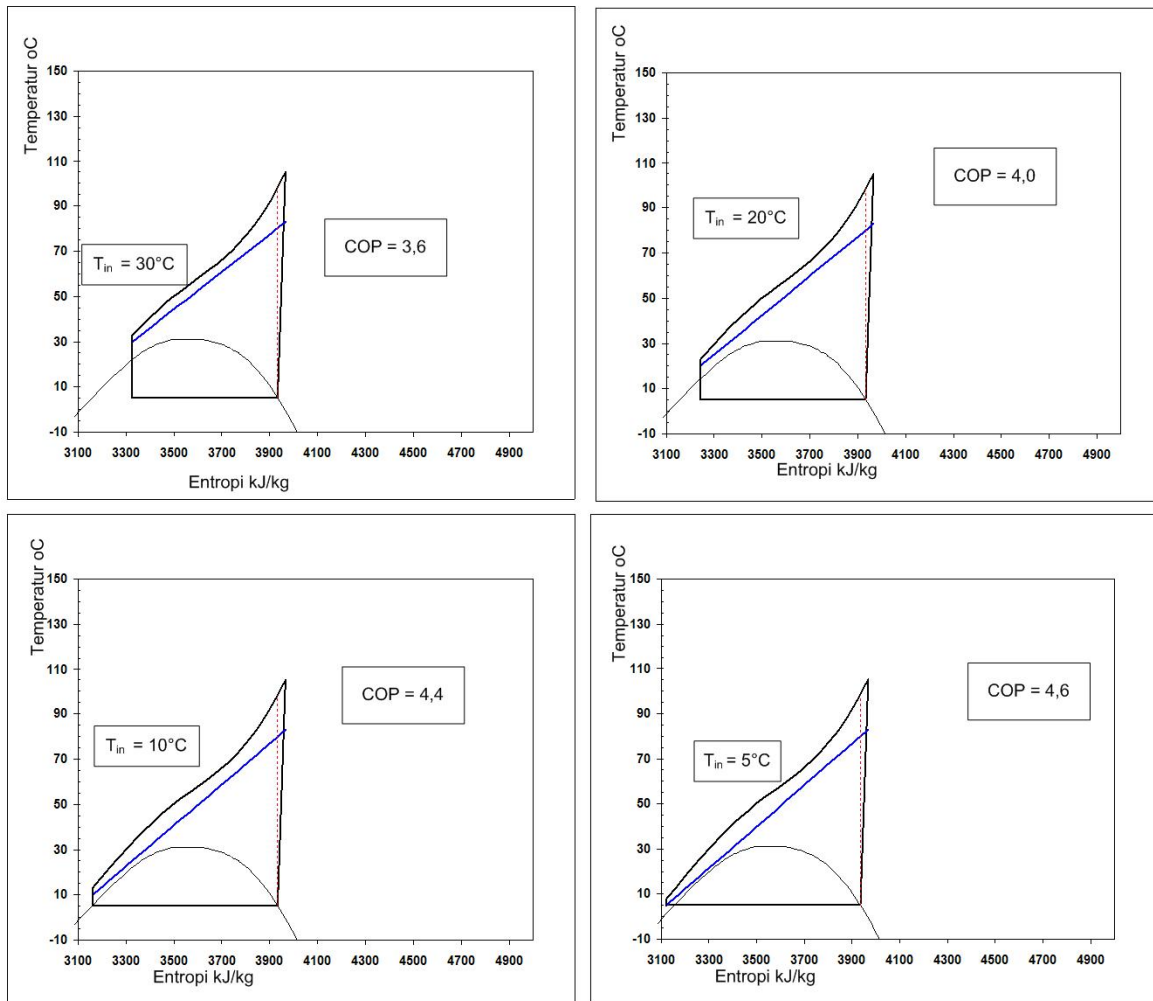


Fig. 26. T-h diagram for en CO₂ värmepumpprocess med sättpunkt på 83°C ut ur gaskylaren och varierande returtemperaturer på vattnet in i gaskylaren och dess tillhörande COP.

I Fig. 26 ses det hur viktigt det är med god avkylning av CO₂-gasen i gaskylaren för att uppnå högre COP. Detta på grund av att Δh_{gk} ökar. Med att gå från en in temperatur på vattnet på $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$ till $T_{in}=5^{\circ}\text{C}$ så ökas COP från $\text{COP}_{43^{\circ}\text{C}}=3$ till $\text{COP}_{5^{\circ}\text{C}}=4,6$ vilket ger en ca 35% minskning i energibruk.

6.2.1 RnLib

RnLib är tilläggsprogram/funktion till Excel som är utvecklat av NTNU-SINTEF. Programmet beräknar termodynamiske og termofysikalske för olika köldmedier.

6.2.2 Alternativ 1, uppvärmning av tappvatten

Ett alternativ för att använda CO₂-värmepump vid Nye Ahus är att placera aggregaten i undercentral S1 och S3. I dessa undercentraler sker varmvattensberedningen. Då varmvattnet kan värmas upp helt av CO₂-värmepumpen till önskad turtemperatur gör att det ej är behov för någon eftervärmning/spetslast. I en värmepumpprocess mot samt att avkylningen mot

det kalla kommunala vattnet säkras en god COP för CO₂-värmepumps processen. Värmekälla för värmepumpen kan vara tex. energibrunnarna.

EcoCute är CO₂-värmepumpar från Japan. Mycom leverar större EcoCute-lösningar som använder vatten som värmekälla (Se bilaga 23). Det kan vara köldbärare från energibrunnar eller andra installationer som använder vatten eller sekundärmedium som köldbärare. CO₂-aggregatet från Mycom kan leverera upp mot 100 kW värme och använder två kolvkompressorer dimensionerad for max. 120 driftstryck. (Fujigaki, 2009)

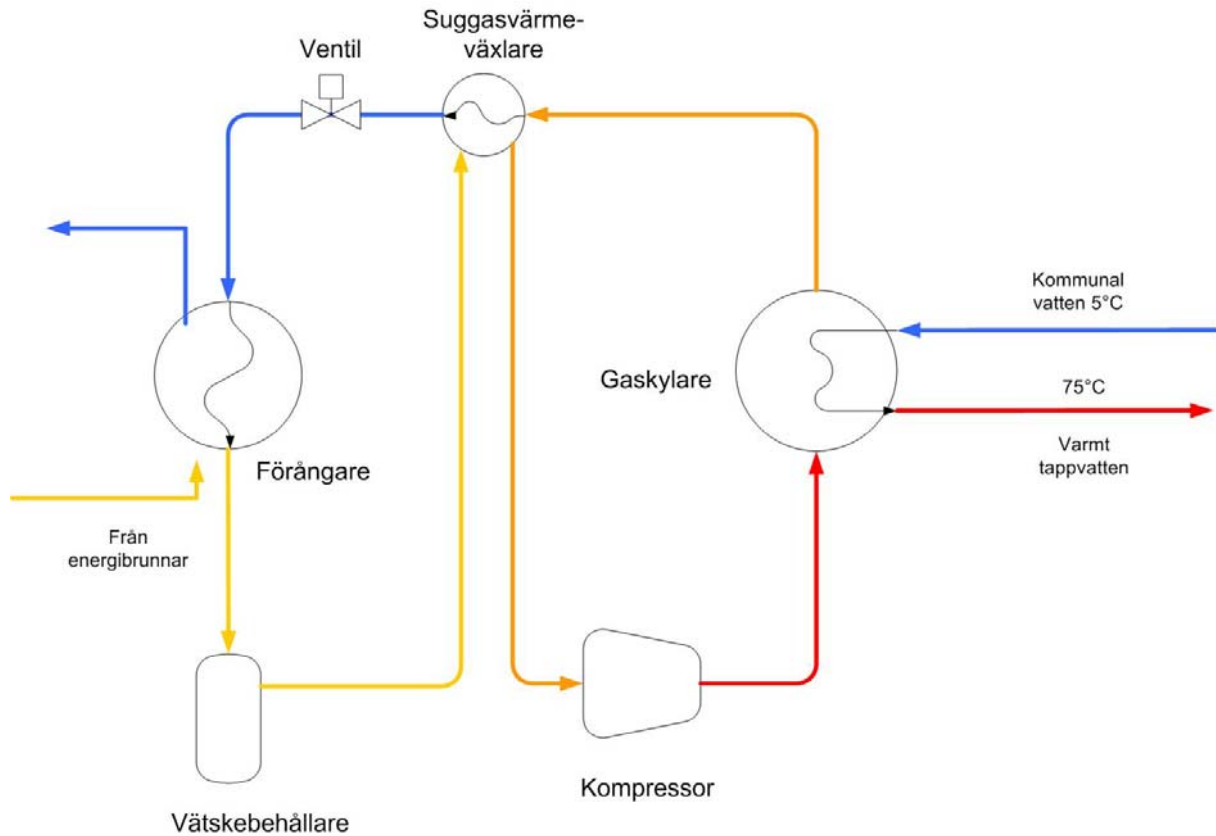


Fig. 27. CO₂-värmepump, värmeavgivelse till tappvattensuppvärmning.

- Värme levereras från värmepumpen med en temperatur på vattnet ut från gaskylaren på 75°C.
- Kan leverera temperaturer upp mot 90 °C om önskligt
- Enligt beräkningarna i RnLib så blir den ca teoretiska COP = 5,3 detta med ett tryck på 110 bar i gaskylaren och en intemperatur på vattnet på 5°C.

6.2.3 Alternativ 2, uppvärmning högtemperaturskurs samt förvärmning av tappvatten.

Ett annat alternativ är att behålla dagens högtemperaturskurs på 83/43°C, som levererar värme åt tappvatten samt terapibassäng och möjlig eftervärmning av ventilationsluft. För att samtidigt få en bättre och mer energieffektiv process än den i Fig. 25 så krävs dock en annan uppbyggnad av CO₂-systemet.

I Fig. 28 ses en systemskiss över hur en systemuppbyggnad kan se ut men ändå behålla dagens 83/43°C högtemperaturskurs. Här är gaskylaren uppdelad i två där 83/43°C kursen värmeväxlas i gaskylare 1 och gaskylare 2 används som förvärmning av tappvatten.

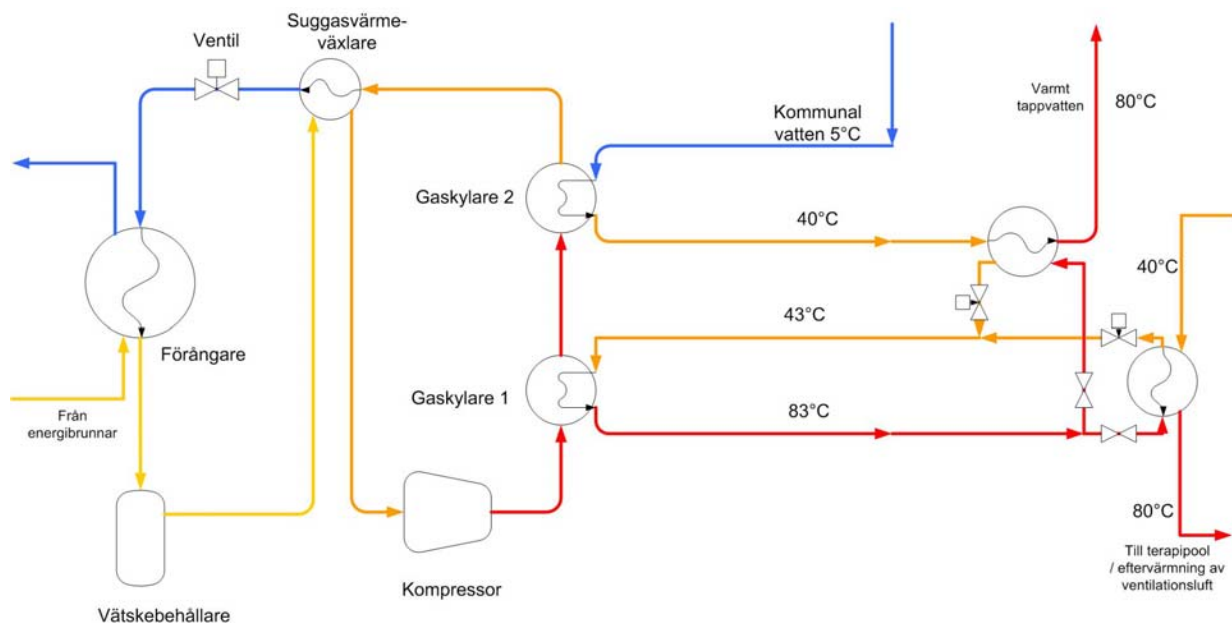


Fig. 28. CO₂-värmepump med två gaskylare. Värmeavgivning till 83/43°C högtemperaturskurs samt till förvärmning av tappvatten.

I systemet med två gaskylare kan den existerande högtemperaturskursen vara kvar för att förse andra högtemperatursbehov förutom tappvattnets. Detta minskar ombyggnationer medan CO₂-värmepumpen ändå kan leverera hela högtemperatursbehovet.

- I gaskylare 1 kyls CO₂ - gasen ner mot ca 46°C mot 83/43°C kursen, ca 3 K temperaturdifferans mellan medierna.
- I gaskylare 2 kyls CO₂ - gasen ner ytterligare innan den lämnar gaskylaren med en temperatur av ca 8°C.
- Teoretiskt COP = 4,9, utan suggasvärmeväxlare och med de två gaskylarna beräknade som en.

Det är ej sett på detaljer för alternativet så som dimensionering av gaskylare, värmebehov fördelningen på gaskylarna. Heller ej reglering av värmepumpen.

De förenklingarna som gjordes i beräkningarna av COP för alternativet var:

- Ingen suggasvärmeväxlare
- En gaskylare med en massastöm

I Tab. 13 ses en jämföring av de två alternativen med CO₂-värmepump.

Tab. 13. COP för de två CO ₂ -värmepump alternativen	
Alternativ	COP
Alternativ 1, tappvatten	5,3
Alternativ 2, högtemperaturskurs och förvärmning av tappvatten	4,9

Skillnaden i COP skylls på skillnaden i gaskylartyck för alternativen. Där det i alternativ 2 är behov för ett högre gaskylatryck pga högre sättpunkt för temperaturen ut ur gaskylaren. I

alternativ 1 är det endast täckning av tappvattnet som är medtagen i analysen medan för alternativ 2 så täcks dagens hela högtemperatursbehov, medan förvärmningen av tappvatten säkrar en lägre temperatur på CO₂-gasen innan strupning. Utmaningen för alternativ 1 är att hitta stora nog aggregat och för alternativ 2 är det att hålla kostnaderna nere då en sådan anläggning måste specialbyggas.

6.3 Hybrid värmepump

En hybridvärmepump är att det är en blandning mellan absorbtionsteknologi och en konventionell kompressions cykel. En blandning av ammoniak och vatten gör att värmeupptag och avgivning sker med glidande temperatur. Med en lösning av ammoniak och vatten kan kokpunkten höjas märkbart och kan därför leverera högre temperaturer än vanliga 25-bars standard kompressor med t.ex ammoniak som köldmedium.. Se bilaga 19 för mer ingående om processen. I Fig. 29 ses en principskiss över hur en hybridvärmepump fungerar (Hybrid Energy, 2009).

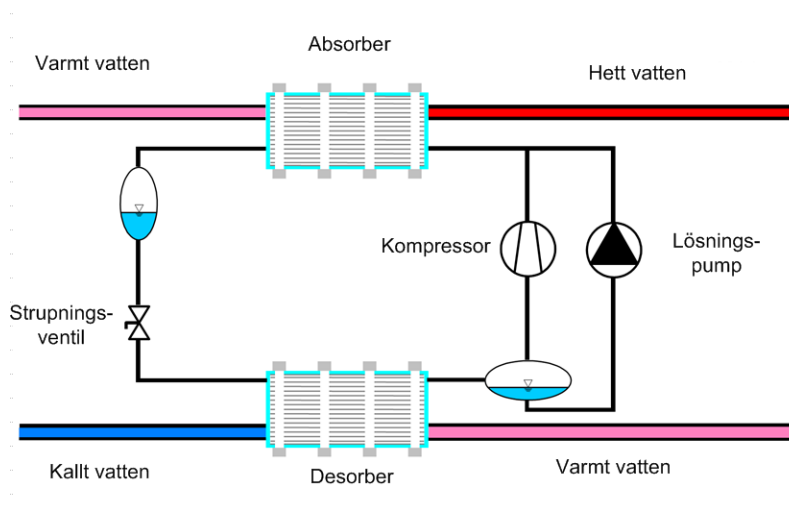


Fig. 29 Principskiss hybrid värmepump.

Med en hybridvärmepump kommer vissa fördelar mot en konventionell värmepumpsinstallation (Hybrid Energy, 2009):

- Återvinning av spillvärme till leverans av högtemperatur upp till ca 100 °C
- Hög flexibilitet i temperaturglidning och temperaturlyft med kontroll av cirkulationsmängd och nivån i vätskeutskiljare
- COP mellan 4,0 - 4,5 vid temperaturlyft från ca 40°C till 85°C
- Minskar värmeväxlingsförlusterna med glidande upptag/avgivning

Användning av standard komponenter för vanliga ammoniaksystem ger också låga kostnader och samt minskar risken för haveri.

6.3.1 Systemuppbyggnad

För att täcka försörjningen av högttemperatursbehovet med en hybrid värmepumpslösning har två olika systemuppsättningar värderats. Första alternativet bygger på en systemlösning där hybridvärmepumpen är parallellkopplad med lågtemperaturskretsen. Det andra alternativet på en seriekoppling med lågtemperaturskretsen.

I det första alternativet där hybridvärmepumpen placeras i parallell med lågtemperaturkursen kommer vatten in i desorbern på hybridvärmepumpen direkt från kondenseringskretsen. I desorbern sker effektupptaget med glidande temperatur på både vatten- och ammoniak/vatten-sidan.

- Effektupptag, från vatten, med glidande temperatur ger en mindre värmeförlust än med vanlig förångning.

Returen från hybridvärmepumparna kommer in på samma retur som lågtemperaturkursen, se Fig. 30.

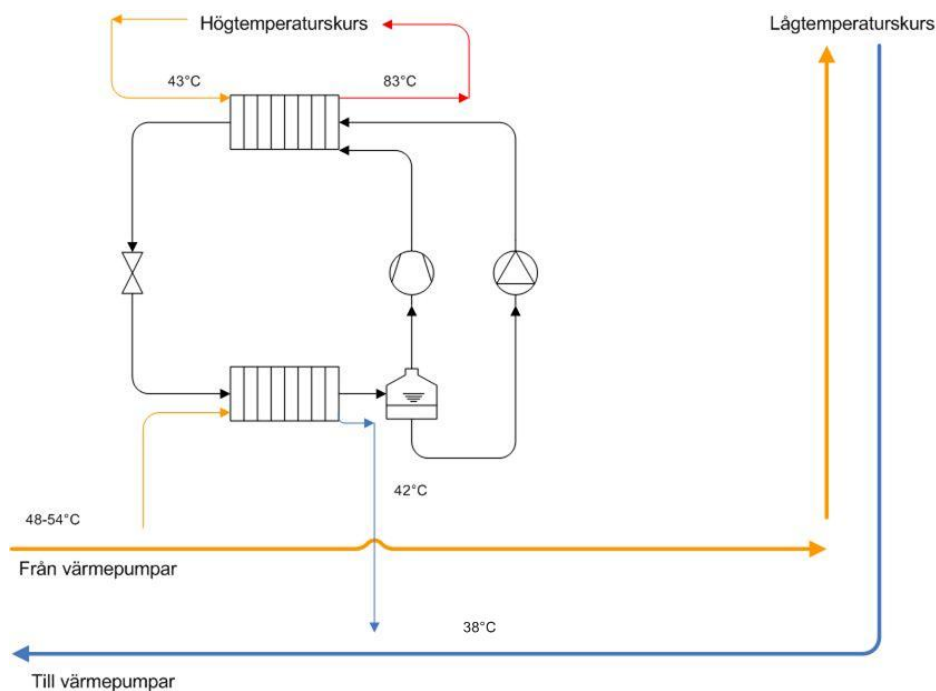


Fig. 30. Principskiss, hybridvärmepump i parallell med lågtemperaturkursen

- Grenström från kondenseringskretsen, med en temperatur på mellan 48-54°C
- Retur 42 °C in på lågtemperaturkursens retur
- Leverans av värme på ca. 83°C
- COP anslås till 4,5 för hybrid värmepumpen (Horntvedt, 2009)

Utifrån detta kan effektupptag i förångaren beräknas samt kompressoreffektbehov, se Tab.14.

Tab. 14. Data för hybrid värmepumpen i parallell med lågtemperaturkursen

	Tur [°C]	Retur[°C]	Vattenström [kg/s]	Effekt [kW]
Desorber	48	42	16	390
Absorber	43	83	3	500

*COP 4,5

I det andra alternativet placeras hybridvärmepumpen i serie med lågtemperaturskursen så vatten kommer in i desorbern på hybridvärmepumpen genom en delström från returen på lågtemperaturskursen. För att fortsatt kunna ha en singel kompressionscykel måste dock temperaturen in på desorbern vara minst 42°C. Detta säkras med att shunta in vatten från turen på kondenseringskretsen, ca 54°C, i delströmmen till desorbern. I Fig. 31 ses en principskiss över hur hybridvärmepumpen är kopplad mot lågtemperaturskursen och kondenseringskretsen. Det antas en returtemperatur från lågtemperaturskursen på 38°C, vilket var medeltemperaturen i returen under analysperioden från januari-april 2009.

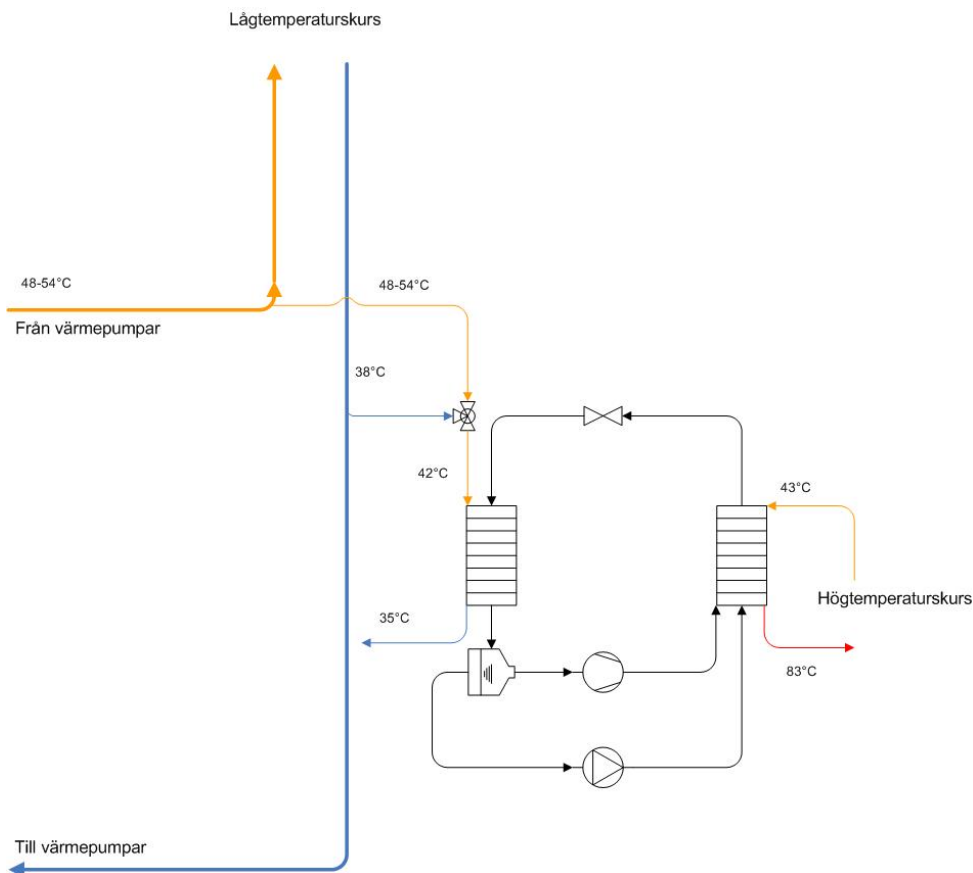


Fig. 31. Principskiss, hybridvärmepump i parallell med lågtemperaturskursen.

- Grenström från lågtemperaturskursens retur och shunt koppling från kondenseringskretsens tur för att säkra min 42°C in till desorbern
- Returtemperatur ut från desorbern 35°C
- Leverans av värme på 83°C
- COP ca 4,0 (Horntvedt, 2009)

Data för alternativet med seriekoppling mot lågtemperaturkursen ses i Tab. 15.

Tab. 15. Data för hybridvärmepumpen i seriekoppling mot lågtemperaturskursen

	Tur [°C]	Retur[°C]	Vattenström [kg/s]	Effekt [kW]
Desorber	42	35	12,8	375
Absorber	43	83	3	500

*COP 4,0

Under de månader då energicentralen går i kylmodus är dimensionerade temperatur på kondenseringssidan 41,5°C. Detta gör att i dessa månader används överskottsvärmen som värmekälla som annars skulle dumpas till brunnarna.

- I maj-augusti utnyttjas överskottsvärme som energikälla till hybridvärmepumpen vilket ger alternativ 1 ett COP=4,5 och för alternativ 2, COP = 4, för hela täckningen av högttemperatursbehovet.
- Antagning om ett COP för de konventionella värmepumparna på 3,5 i värmemodus

Den totala faktorn på hur väl alternativ 1 för hybridvärmepumpen fungerar, COP_{tot} , ges utifrån 8 månaders drift i värmemodus och 4 månader i kylmodus. I värmemodus blir värmefaktorn i värmemodus COP_{vp}

$$COP_{vp} = \frac{Q_k}{\dot{W}_{konv.} + \dot{W}_{hybridvp}} = \frac{500}{79 + 125} \approx 2,5$$

Där $\dot{W}_{konv.}$ är arbetet som måste tillföras de konventionella värmepumparna för att tillföra rätt temperatur till desorberna i hybridvärmepumpen och $\dot{W}_{hybridvp}$ är arbetet som tillförs i hybridvärmepumpen. Q_k är totalt levererad effekt till högttemperaturskursen. Över året blir då det:

$$COP_{tot} = 2,5 \cdot \left(\frac{8}{12}\right) + 4,0 \cdot \left(\frac{4}{12}\right) \approx 3$$

Med ett $COP_{tot} = 3$ har högttemperatursbehovet en 67% täckningsgrad från brunnarna och den återvunna energin i sjukhuset.

För alternativ 2 ges en total års $COP_{tot} = 3,1$.

6.3.2 Investerings- och driftskostnader

I investeringskostnader relaterat till en ombyggnad av högttemperatursförsörjningen med en hybridvärmepump från Hybrid Energy AS ingår hybridvärmepump, ombyggnationer (rörförning etc.) samt PLS-styrningssystem. (Horntvedt, 2009)

- Hybridvärmepumpen har en maximum kondenseringseffekt på 500 kW
- Totala investeringskostnader mellan 2,7-3,2 Mkr (beroende av rörförning)

Med ett $COP_{tot} = 3$ reduceras de årliga energikostnaderna till ca 1,27 Mkr. Beräknat med ett elpris på 1 kr/kWh.

Begreppet *Nu-värde* (NV) är ett absolut uttryck för lönsamhet där framtida kostnadsströmmar tagits med i beräkningarna. Där ett positivt Nu-värde visar på en lönsam investering.

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

där I_0 är investeringskostnaden i kronor med dagens värde.

Vid en investeringskostnad $I_0 = 2,7$ Mkr har hybridvärmepumpen ett Nu-värde av 13,2 Mkr.

6.4 Mycom 50 bars skruvkompressor

Mycom har utviklet en ammoniak skruvkompressor som kan arbeita opp mot 50 bars trykkökning med en singel kompressions cykel. Dock begrenses anvendingsområdet vid bruk av ammoniak pga av høga tryckrörstemperaturer ut från kompressorn. Om ammoniaken utsätts för högre temperaturer än 140-160°C risikerar smörjningsoljan att dekomponeras vilket kan förstöra kompressorn. (Stene, 2008)

Om returen från lågtemperaturskursen används som energikälla kan det dock vara möjligt att använda en 50 bars kompressor men ej för att täcka hela högtemperatursbehovet. Med dagens existerande utbud har Mycom ett aggregat som använder 50 bars kompressor.

- Säkerhetsmarginal på ca 15% ger ett kondenseringstryck på ca 42 bar.
- Maximal vattentemperatur ut från kondensorn ligger på 76°C.

En maximal vattentemperatur från kondensorn på 76°C leder till att högtemperatursbehovet fortfarande måste använda spetslast för att höja temperaturen från 76°C till 83°C, som är turtemperaturen. Bruk av en 50 bars kompressor för att täcka hela högtemperatursbehovet är därför ej möjligt, och blir ej därför mer ingående diskutert i detta projekt.

6.5 Två-steps ammoniak aggregat

Med ett två steps ammoniak aggregat är det möjligt att täcka ett högtemperaturs behov. Ett två steps aggregat har nærmere dubbla kostnaden mot en singel kompressions aggregat. (Stene, 2008)

- Med vanlig skruvkompressor i ett två steps anläggning är maximal utgående temperatur på vattnet från kondensorn $T_{ut}= 72^{\circ}\text{C}$ pga av begrænsningar i komponenternas tryckklass.

Pga av dette klarer ej ett konventionellt två steps anläggning med ammoniak av att leverera hela varmebehovet i högtemperaturskursen. Alternativet blir derfor ej mer diskutert i projektet.

6.6 Analysering av alternativ for t ckning av h gtemperatursbehovet

Utifrån de föra ulike alternativene som presenterats valdes det  t analysere CO₂-värmepumpen og hybridvärmepumpen n grannere. Dette for  t de andre alternativene der ammoniak anvendes som k ldmedium hadde begrensninger i utg ende vattentemperatur från kondensoren. Vilkket gjorde det om jlig  t leverere hele behovet.

For alternativene med CO₂-värmepump som installasjon for  t dekke ett h gtemperatursbehov så har teknologien vist seg fungere. Mätade COP på mellom 4-6. (Teknologien kr ver dock vissa f ruts tninger som m ste legges tilr tta for i designen av energisystemene. Vid Nye Ahus skulle en installasjon av CO₂-v rmepumper kr ve en del ombyggnationer. I det første alternativet blir oppv rmingen av tappvatten helt bortkoplet från dagens system som  r koplet til h gtemperaturskursen. I beregningene var det antagitt en effekt på ca 500 kW for hele tappvattensbehovet og dette skulle kunne dekke med tre parallelle installasjoner av EcoCute i var av undercentral S1 og S3 der dagens varmvattensberedning sker. I RnLib så ble det teoretiske COP for installasjonen til 5,3. Då var antogs vannet v rmes opp från 5-75 C med ett trykk i gaskylaren på 110 bar.

Det andre alternativet kr ver mindre ombyggnationer og h gtemperaturskursen kan beholdes som den  r idag.  ndringen sker istället for f rv rmingen av tappvannet som idag sker mot l gtemperaturskursen (ventilationskursen) og i dette alternativ istället f rv rms i gaskylare 2. Denne kopling s krer l g temperatur på CO₂-gassen ut ur gaskylaren vilket minsker strupningstappet og øker hele processens COP. De beregnede verdiene i RnLib viser COP = 4,9. Alternativet kr ver dock en spesialbygd enhet då dette ej finns på markeden. Det har dock gjorts f renklinger i beregningene der ingen suggasv rmev xlere har tagits med og gaskylaren ble regnet som en enhet og ej två som i alternativet. Med  t ha två gaskylere i en CO₂-v rmepumpsprosess kan driften t nkes f rsv ras d  det  r två ulike massestr mmar som ska v rmev xles mot CO₂-gassen. Men eftersom temperatordifferensene på h gtemperaturskursen og f rv rmingen av tappvatten  r n gorlunde like, ca 35-40 C, og  t tappvattensbehovet även  r den største delen av behovet i h gtemperaturskursen så blir ej massestrømmene i gaskylare 1 og gaskylare 2 så ulike varandra. Dette  r dock något som m ste ses nærmere på.

I alternativet for anvendning av hybridvärmepump for t ckning av h gtemperatursbehovet så ble den totale års COP= 3 for hele året. Denne teknologien kr ver en h g temperatur in på v rmeopptagningssiden for  t klare av  t leverere h g temperatur ut til h gtemperaturskursen. Under vinterhalvåret d  temperaturen i l gtemperaturskursen  r h g så fungerer hybridvärmepumpen som en kaskadl sning for  t leverere värme. Medans om sommaren d  energicentralen  r satt i kylmodus anvendes en del av den  verblivne värmen från kondensoren som annars skulle dumpes til brunnene. Det finns dock en risiko  t kondenseringstemperaturen i kylmodus blir for låg for den singel-kompressions sykkelen som hybridvärmepumpen anvender. I utformningen på Nye Ahus kondenseringskrets  r det dock möjlig  t dele opp kretsen så den kan leverere värme samtidig som lägre temperaturer dumpes mot brunnene (Se bilaga XX) hvilket går det möjlig  t låte en av v rmepumpene/kylmaskinene leverere n g h gtemperatur värme til hybridvärmepumpen for åt den ska klare av åt fungere. Dette leder dock til åt den totale COP for alternativet

med en parallellkopplad hybridvärmepump skulle sjunka till $COP = 2,5$. Medans om den designas som i alternativ 2 så blir $COP = 2,6$.

Det är stora skillnader i COP-värdena för alternativen med CO_2 -värmepumpen och alternativen med hybridvärmepumpen. Men de värdena som angivits av Hybrid Energy är reella värden från Notura Rudshøgda, som har en installation som är nästintill lika som den som föreslagits ovan medan de COP värdena som beräknats för CO_2 -värmepumpen är teoretiska.

Vid val om att gå vidare och se på någon av alternativen som presenterats bör dock ytterligare mätningar göras. Speciellt gällande effektbehovet till tappvattnet och förvärmningen av denna.

7 Slutsats och diskussion

Hänsikten med detta Masterprojekt var att genom mätningar och simuleringar kunna ge en bild av hur Nye Ahus energicentral och energibrunnar fungerat under de första månaderna i drift, hur energibrunnarna kommer fungera några år framöver samt att analysera högttemperaturskursen för att kunna ge förslag på hur man kan försörja energibehovet i denna med minskat bruk av spetslast (olje/el).

Eftersom det termiska energilagret i utgångspunkt var projekterat att vara 342 brunnar stort för att klara den största delen av det dimensionerade kylbehovet på 7 MW för sjukhuset gjordes nya simuleringar baserade på de nuvarande 228 brunnarna. Med en omkoppling i ventilationssystemet behöver det nuvarande lagret endast klara av att ta emot 5,5 MW. Utifrån de simuleringar som gjordes i Energy Earth Designer (EED) kan man se att:

- Skillnanden mellan tillförd och upptagen energi är leder till ett underskott av energi till brunnarna på ca 1000 MWh/år med de projekterade energibehoven. Detta ger en temperatur i brunnarna som sjunker med ca 4 K under de första 5 åren.
- Med en värmeeffektbegränsning på ca 30 W/m borrhål undgås stadigt sjunkande temperaturer i brunnarna och underskottet i brunnarna är endast ca 200 MWh/år. Endast 1,5 K i temperatursänkning i brunnarn under de första 5 åren.

Mätdata som analyserades är uppsamlad av Nye Ahus centrala driftsanläggning. Data från januari-april 2009 har analyserats och utifrån detta har vissa slutsatser gjorts kring drift och funktion av energicentralen.

Från mätdata angående brunnarna och effektupptaget under januari-april 2009 så har medeleffekten i perioden legat på ca. 17 W/m borrhål, vilket är ca 650 kW värme för hela det termiska lagret. Samtidigt har återvinningskursen varit den primära energikällan för värmepumparna, och har haft en medeleffekt till förångarna på 825 kW i analysperioden. Under de kallaste dagarna i februari så ses en ökning i temperaturdifferansen i det sekundäramediumet mellan före och efter förångaren. Detta visar på att förångningstrycket har sänkts för att kunna ta upp nog med energi. Effektbehovet kan heller ej ökas med större massaström pga att den parametern redan är maximerad.

- Det sänkta förångningstrycket leder till att värmepumparna ej klarar av att leverera värme vid max kondenseringstryck pga större temperaturlyft och därmed lägre levereringsgrad för kompressorn vilket ger sämre värmekapacitet.
- Värmepumparna har i analysperioden levererat 5,84 GWh, dvs ca 85% av lågtemperatursbehovet på 6,89 GWh
- Hetgasvärmväxlarna har endast levererat 12% av högttemperatursbehovet i analysperioden, 0,15 GWh av 1,27 GWh. Resterande 1,12 GWh har levererats primärt från spetslasten (el-pannor)

Att hetgasvarmevæxlarna ej levererat mer än 12% av högtemperatursbehovet ligger i driften av de fire varmpumpsaggregaten der hetgasvarmevæxlaren sitter på kolvkompressoraggregatet vilket er det aggregat som tar variationerna i driften. Det vill säga att det er sjållan aggregatet går for 100%, og derfor levereras ej nog høg effekt for att tåcka mer av høgtemperatursbehovet. Medel-effekten från hetgasvarmevæxlaren er 54 kW i analysperioden januar-april 2009.

Med utgangspunkt i måtresultatene for høgtemperaturskursen så kan man se att effektbehovet for høgtemperatursbehovet er ca 500 kW under driftstid mellom kl. 07.00-22.00, dock ses nedgang i effektbehovet redan kring 19.00 på kvällen. Under nattid från kl. 22.00-07.00 er effektbehovet ca 250 kW. Utifrån dessa premisser analyserades fire ulike varmpumpsinstallasjoner for att minske bruket av spetslast.

Vid beråkning av største tillåtna investering, STI, for att tåcka høgtemperaturskursens energibehov i en tidsperiode av 15 år beroende av installtionens COP kan man se att:

- For en varmpumpsløsning med COP = 2 er den største tillåtna investeringskostnaden (STI) ca 12,0 Mkr. For en løsning med COP = 3, COP = 4 og COP = 5 er STI 15,9 Mkr, 17,9 Mkr respektive 19,0 Mkr.

De alternativ som blev vurderte for tåckning av høgtemperaturskursen er

- CO₂-varmpump med en gaskylare for oppvårmning av tappvatten
- CO₂-varmpump med två gaskylare for tåckning av høgtemperaturskurs samt forvårmning av tappvatten
- Hybridvarmpump i parallell med lågtemperaturskursen
- Hybridvarmpump i serie/parallell med lågtemperaturskursen
- MyCom 50 bars kompressor(singel kompressions sykel)
- Två stegs ammoniak varmpump

Mycoms 50 bars skrulkompressor er ett alternativ for en kaskadløsning med kondenseringskretsen men ej for tåckning av hela behovet då maxtemperatur utfrån kondensoren er 76°C. Två stegs løsningen klarer maksimalt att leverere 72°C i uttemperatur från kondensoren.

For de två alternativ som anvende sig av CO₂ som koldmedium viser analysene, som gjordes med hjelp av dataprogrammet Rbnlib från NTNU-SINTEF, att:

- Vid oppvårmning av endast varmt tappvatten till 75°C blev teoretiske COP = 5,3
- Vid oppvårmning av høgtemperaturskursen 83/43°C samt forvårmning av tappvatten blev teoretisk COP = 4,9

Vid beråkning av COP for hybridvarmpumpen anvendes reelle COP for ett likadant system:

- Parallellkoppling med lågtemperaturskurs, COP= 3,1
- Seriekoppling med lågtemperaturskurs, COP = 3,0

Om det ej är möjligt att använda lågtemperaturskursen/kondenseringskursen om sommaren pga. för låga temperaturer blir totala års COP= 2,6 och COP=2,5 för alternativ 1 respektive alternativ 2 för hybridvärmepumpen.

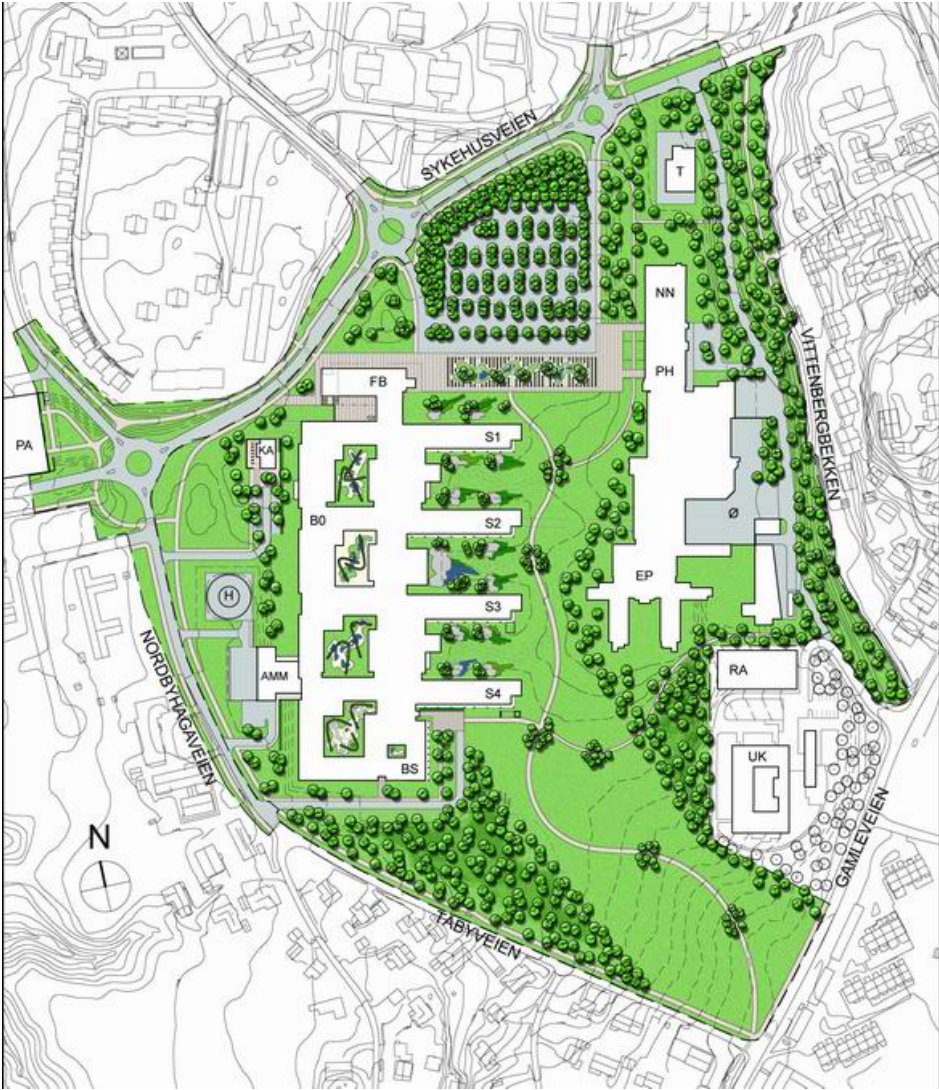
Förslag till vidare arbete

Med ett STI som varierar mellan så höga belopp som 12-19 Mkr bör det ses noggrannare på vad som kan göras för att minska andelen spetslast för täckning av högtemperatursbehovet. Bör man lägga extra vikt på driften av aggregat då man ska dra nytta av hetgasvärmeväxlarna. Av de alternativ som presenterats som möjliga installationer bör hybridvärmepumpen samt CO₂-värmepumpsalternativen ses närmare på. Mätningar på det reella effektbehovet för tappvatten samt den resterande andelen för högtemperatursbehovet bör kartläggas innan en avgörelse tas om vilken installation som bör satsas på.

8 Källförteckning

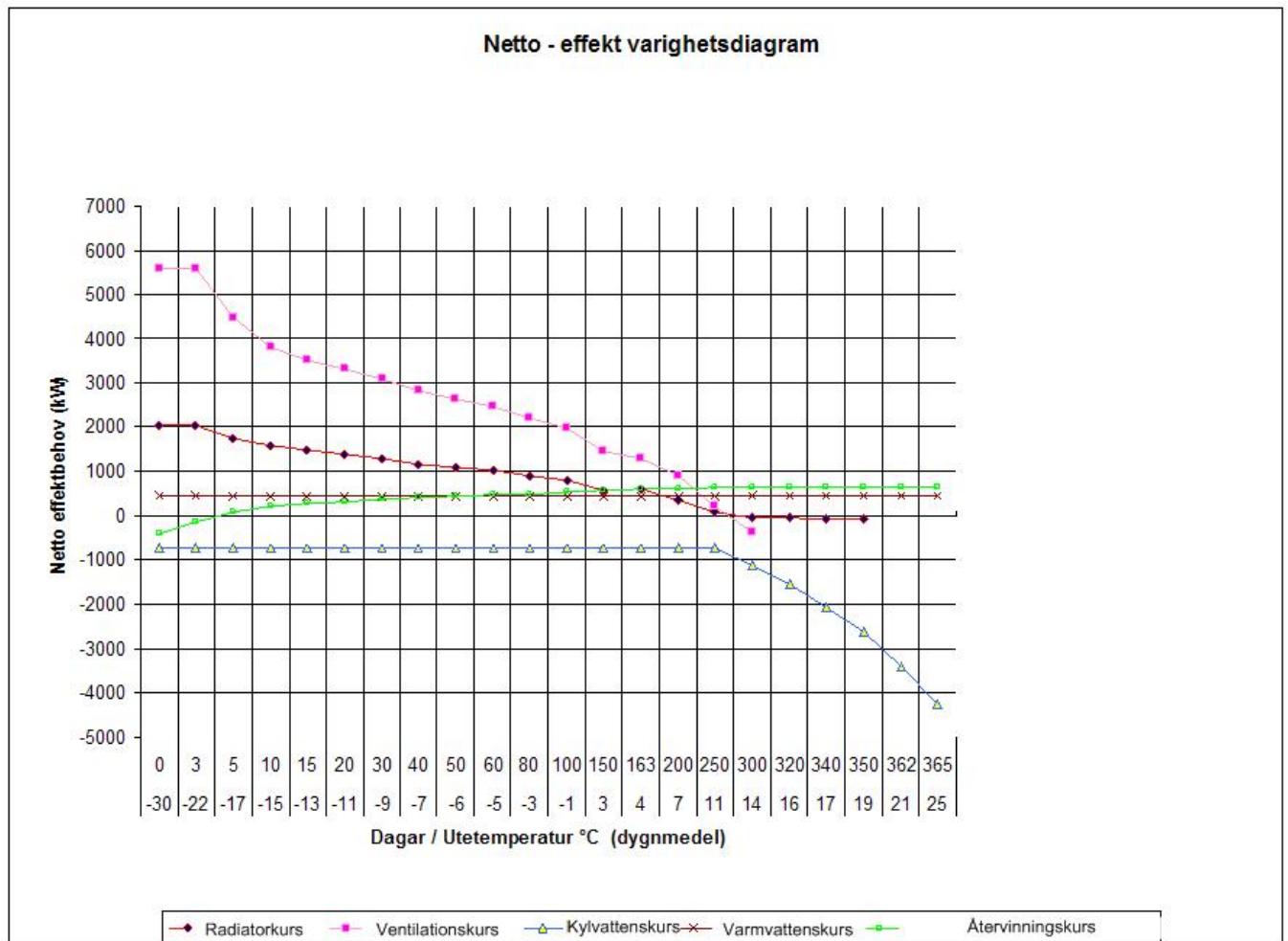
- Ahlström (2005) Bergvärmeanläggningar där frysning i borrhål orsakar hopklämda kollektorslangar
- Çengel (2001) Heat and mass transfer, a practical approach (2001)
- Gehlin (2008) Thermal response test – in situ measurements of thermal properties in hard rock.
- Horntvedt (2001) Erfaringer med bruk av standardkomponenter i en industriell høytemperatur varmpumpe som kombinerer kompresjon og absorpsjon
- Horntvedt (2009) Samtal och email
- Hybrid Energy (2009) Hemsida: <http://www.hybridenergy.no/> (21.05.2009)
- Ihlen (2009) Samtaler samt email med John Ihlen, Båsum Boring AS. Våren 2009
- Melinder (1997) Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants
- Midttømme & Koziel (2004) Borehullbasert energilager ved Nye Ahus. Forundersøkelser ved Holvelsrud gård. NGU
- Nye Ahus (2008) Nye Ahus hemsida, www.nyeahus.no (09.10.2008)
- Radermacher (1996) Absorption chillers and heat pumps
- Rødseth (2008) Samtaler
- Snowpower (2009) Snowpowers hemsida, www.snowpower.se (28.06.2009)
- Stene (2001) Varmepumper, Grunnleggende varmpumpeteknikk
- Stene (2008) Föreläsnings material, Varmepumpsteknikk
- SWECO (2005) Varighetsberegninger, C. Sageng
- Varmepumpeveileder (2008) Varmepumpeveileder for byggherrer og rådgivere, Statsbygg og NVE

Bilaga 1- Byggnadsplacering



Översikt över Nye Ahus.(Nye Ahus. 2008)

Bilaga 2- Medel netto effekt kurva utifrån graddagstal för Nye Ahus.(SWECO)



Medel netto effektdiagram utifrån graddagar Nye Ahus.(SWECO, 2005)

Bilaga 3- Etanol 24%

D1. ETHYLENE-GLYCOL / EAU

ETHYLENE GLYCOL / WATER

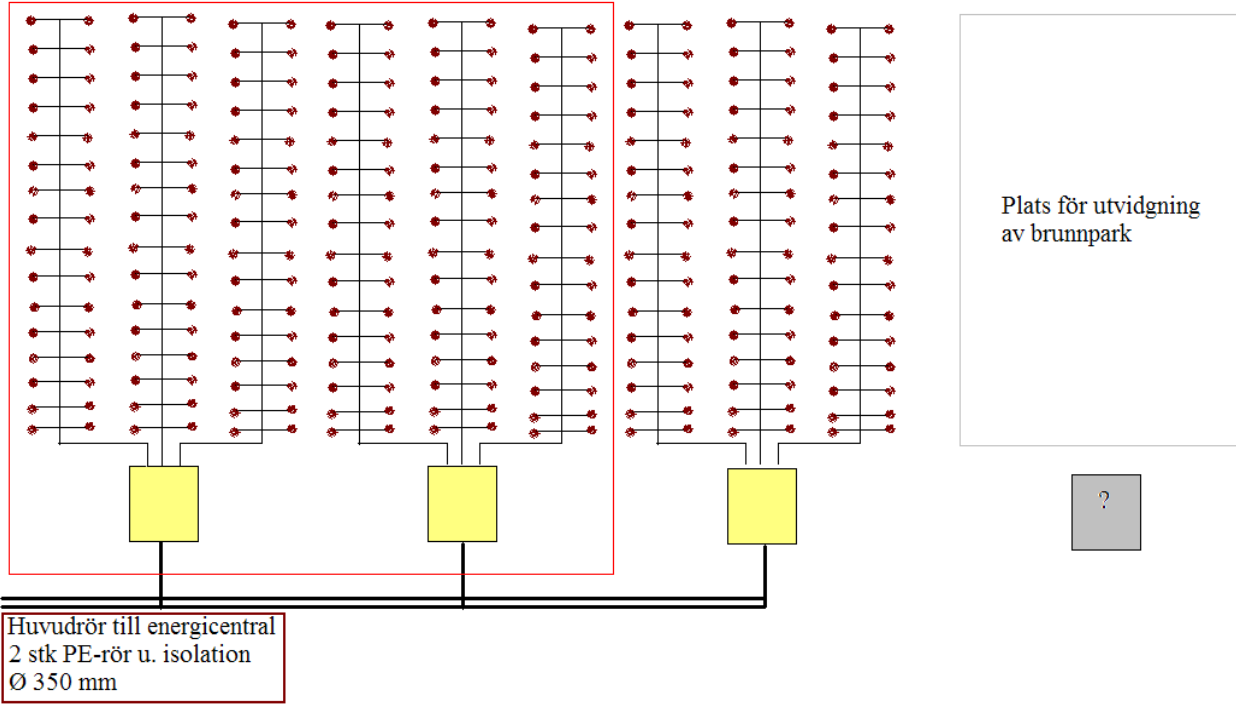
Temp. du point de congél. °C	Pourcent. en poids %	Temp. t °C	Densité ρ kg/m ³	Chaleur spécifique cp J/kg,K	Conduct. therm. k W/m,K	Viscosité dynam. μ mPa·s	Viscosité cinémat. ν mm ² /s	Nombre de Prandtl Pr -
0	0	40	992,2	4178	0,628	0,653	0,658	4,34
		30	995,7	4178	0,614	0,798	0,801	5,43
		20	998,2	4182	0,598	1,002	1,004	7,01
		10	999,7	4192	0,580	1,307	1,307	9,45
		0	999,9	4217	0,562	1,787	1,787	13,4
-5	14.0	40	1010	4040	0,558	0,91	0,90	6,6
		30	1013	4030	0,547	1,10	1,09	8,1
		20	1017	4020	0,536	1,42	1,40	10,7
		10	1019	4010	0,522	1,92	1,88	14,7
		0	1020	4000	0,508	2,65	2,60	20,9
-5	1021	4000	0,501	3,18	3,11	25,4		
-10	23.6	40	1021	3910	0,511	1,12	1,10	8,6
		30	1026	3890	0,513	1,39	1,35	10,5
		20	1030	3865	0,493	1,82	1,77	14,3
		10	1033	3840	0,482	2,51	2,43	20,0
		0	1035	3820	0,471	3,52	3,40	28,5
-10	1037	3795	0,460	5,35	5,16	44,1		
-15	30.5	40	1030	3795	0,481	1,34	1,30	10,6
		30	1035	3760	0,472	1,68	1,62	13,4
		20	1039	3730	0,463	2,19	2,11	17,6
		10	1043	3700	0,454	3,03	2,91	24,7
		0	1046	3665	0,444	4,35	4,16	35,9
-10	1048	3635	0,435	6,8	6,5	56,8		
-15	1049	3620	0,430	8,6	8,2	72,4		
-20	36.2	40	1036	3675	0,457	1,55	1,50	12,5
		30	1042	3640	0,449	1,93	1,85	15,6
		20	1047	3605	0,440	2,54	2,43	20,8
		10	1051	3565	0,432	3,58	3,41	29,5
		0	1055	3525	0,424	5,15	4,88	42,8
-10	1058	3490	0,416	7,9	7,5	66,3		
-20	1060	3450	0,408	13,3	12,5	112		
-25	41.1	40	1043	3570	0,435	1,75	1,68	14,4
		30	1048	3530	0,428	2,21	2,11	18,2
		20	1054	3490	0,421	2,91	2,76	24,1
		10	1058	3445	0,413	4,11	3,88	34,3
		0	1062	3405	0,406	5,95	5,60	49,9
-10	1066	3360	0,398	9,3	8,7	78,5		
-20	1069	3320	0,391	15,6	14,6	132		
-25	1070	3300	0,387	21,2	19,8	181		
-30	45.4	40	1049	3480	0,418	1,95	1,86	16,2
		30	1054	3430	0,412	2,48	2,35	20,6
		20	1060	3385	0,405	3,29	3,10	27,5
		10	1065	3340	0,398	4,65	4,37	39,0
		0	1070	3295	0,391	6,9	6,4	58,1
-10	1074	3250	0,384	10,7	10,0	90,6		
-20	1077	3205	0,378	18	17	153		
-30	1079	3160	0,371	33	31	281		
-35	49.3	40	1053	3425	0,404	2,15	2,04	18,2
		30	1059	3370	0,398	2,73	2,58	23,1
		20	1065	3320	0,391	3,71	3,48	31,5
		10	1070	3265	0,385	5,25	4,91	44,5
		0	1074	3215	0,379	7,95	7,40	67,4
-10	1078	3160	0,373	12,6	11,7	107		
-20	1082	3110	0,367	21,2	19,6	180		
-30	1085	3055	0,361	39,5	36,4	334		
-35	1086	3030	0,358	57	52	482		

Bilaga 4- Dataunderlag från Båsum Boring AS och termiskt responstest

Från Båsum AS			
Data angående energibrunnar			
Totalt antal brunnar		228	st
I berg		39450	m
I lösmassa		6150	m
Totalt		45600	m
Kollektorer ME0909 PN 6,3 U-rör		40	millimeter
Cirkuleringsvätska HX 24%		3,82	kJ/kgK
Densitet		1035	kg/m ³
Vattenstånd i brunnar		5 till 10	m under marknivå
Antal artesiske brunnar		2 till 3	st
Upptagssystem ME0909 PN 6,3 1,2 m djup		36000	m
Vätskeström per brunn		0,6-0,7	l/s
Från TED			
TED- Termiskt respons test			
Genomsnittligt värmeledningstal	λ	3	W/mK
Termiskt motstånd i borrhål	R _b	0,078	K/Wm

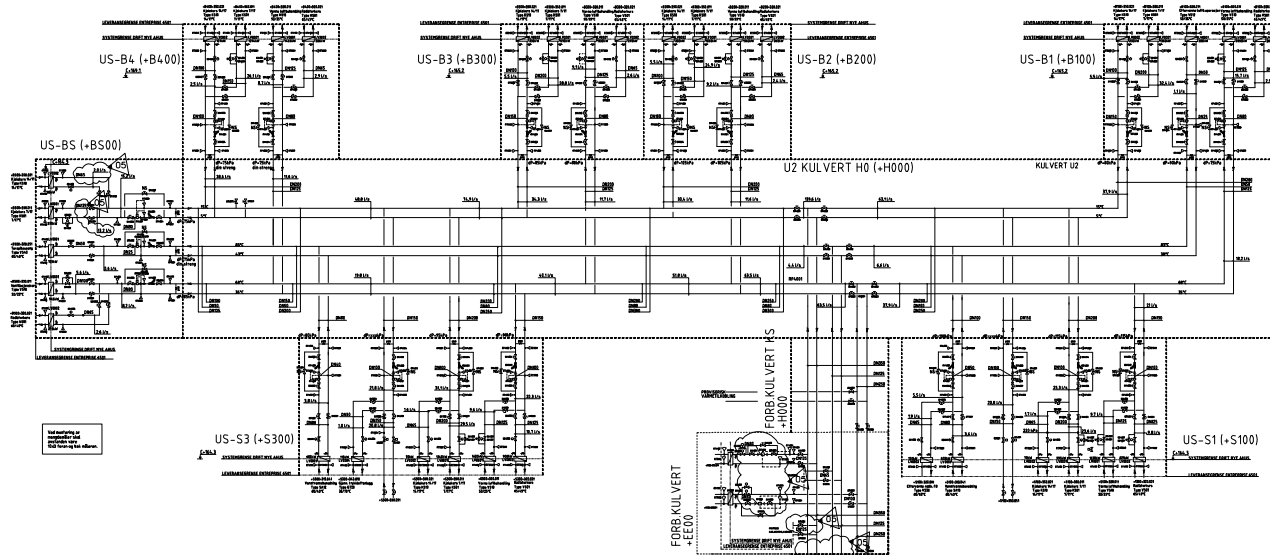
Bilaga 5- Brunnplacering i det termiska energilagret

Färdigt utbyggda, 228 brunnar



Bilaga 6 - Systemschema Nye Ahus

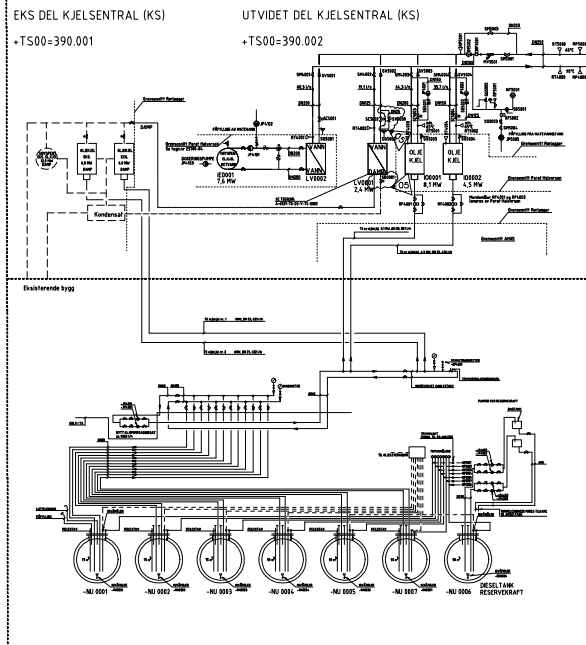
NÆRVARMEANLEGG HOVEDKOMPLEKS/FORBINDELSESKULVERT



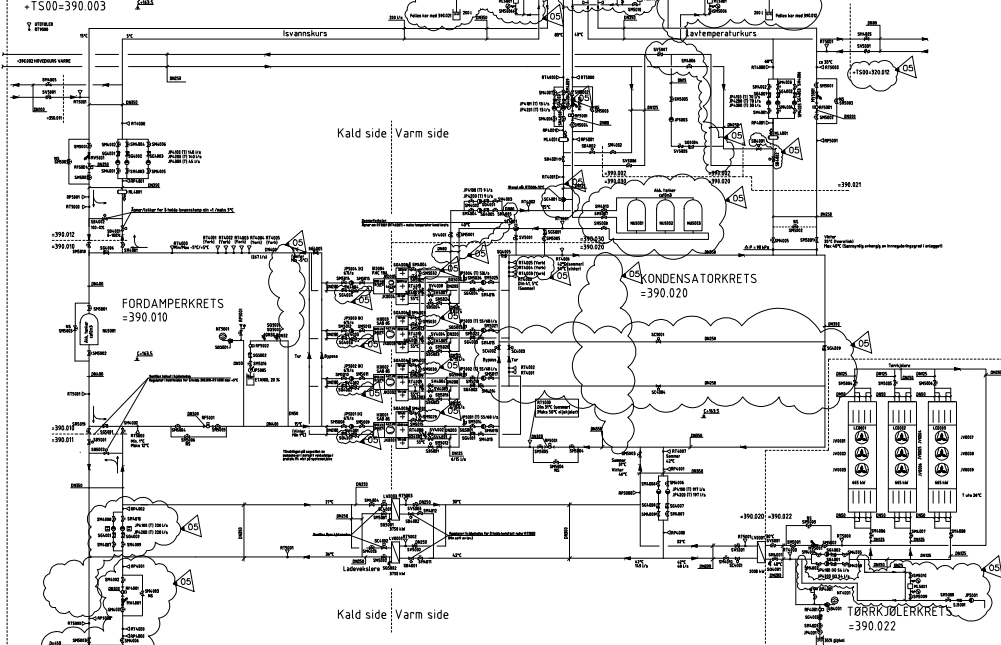
SYMBOLLISTE

-S1	Støpsnett, smalt, 3x3-fasett, 230V
-S2	Tilbudsnett
-V1	Vannrør, ut
-V2	Trykkrør
-F1	Fløyingsregulator
-T1	Temperatursjekker
-T2	Temperatursjekker, termometer
-R1	Elektronisk fjærreregulator
-F2	Trykksensitiv
-F3	Trykkløst
-F4	Trykkløst
-F5	Trykkløst
-F6	Trykkløst
-F7	Trykkløst
-F8	Trykkløst
-F9	Trykkløst
-F10	Trykkløst
-F11	Trykkløst
-F12	Trykkløst
-F13	Trykkløst
-F14	Trykkløst
-F15	Trykkløst
-F16	Trykkløst
-F17	Trykkløst
-F18	Trykkløst
-F19	Trykkløst
-F20	Trykkløst
-F21	Trykkløst
-F22	Trykkløst
-F23	Trykkløst
-F24	Trykkløst
-F25	Trykkløst
-F26	Trykkløst
-F27	Trykkløst
-F28	Trykkløst
-F29	Trykkløst
-F30	Trykkløst
-F31	Trykkløst
-F32	Trykkløst
-F33	Trykkløst
-F34	Trykkløst
-F35	Trykkløst
-F36	Trykkløst
-F37	Trykkløst
-F38	Trykkløst
-F39	Trykkløst
-F40	Trykkløst
-F41	Trykkløst
-F42	Trykkløst
-F43	Trykkløst
-F44	Trykkløst
-F45	Trykkløst
-F46	Trykkløst
-F47	Trykkløst
-F48	Trykkløst
-F49	Trykkløst
-F50	Trykkløst
-F51	Trykkløst
-F52	Trykkløst
-F53	Trykkløst
-F54	Trykkløst
-F55	Trykkløst
-F56	Trykkløst
-F57	Trykkløst
-F58	Trykkløst
-F59	Trykkløst
-F60	Trykkløst
-F61	Trykkløst
-F62	Trykkløst
-F63	Trykkløst
-F64	Trykkløst
-F65	Trykkløst
-F66	Trykkløst
-F67	Trykkløst
-F68	Trykkløst
-F69	Trykkløst
-F70	Trykkløst
-F71	Trykkløst
-F72	Trykkløst
-F73	Trykkløst
-F74	Trykkløst
-F75	Trykkløst
-F76	Trykkløst
-F77	Trykkløst
-F78	Trykkløst
-F79	Trykkløst
-F80	Trykkløst
-F81	Trykkløst
-F82	Trykkløst
-F83	Trykkløst
-F84	Trykkløst
-F85	Trykkløst
-F86	Trykkløst
-F87	Trykkløst
-F88	Trykkløst
-F89	Trykkløst
-F90	Trykkløst
-F91	Trykkløst
-F92	Trykkløst
-F93	Trykkløst
-F94	Trykkløst
-F95	Trykkløst
-F96	Trykkløst
-F97	Trykkløst
-F98	Trykkløst
-F99	Trykkløst
-F100	Trykkløst

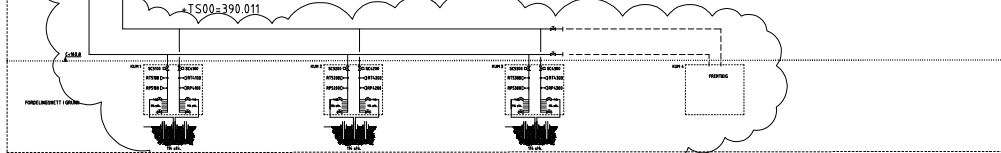
TEKNISK SENTRAL (TS)



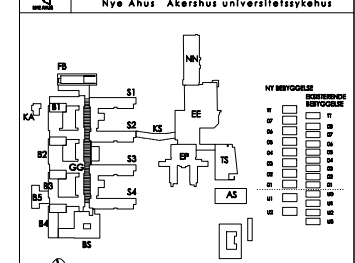
VARMEPUMPESENTRAL (VPS)



OMRÅDE FOR ENERGI BRØNNER (EB)



Revisjon				Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	
Rev. nr.	Rev. dato	Rev. av	Rev. gr	Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	
1	2014.06.04	A.6521	01	Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	
2	2014.06.04	A.6521	02	Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	
3	2014.06.04	A.6521	03	Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	
4	2014.06.04	A.6521	04	Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	
5	2014.06.04	A.6521	05	Opprettet av		Tilgjengelighet		Dokument	

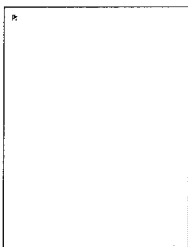


Fortum SWECO

Hovedskema Termisk produksjonsanlegg

Fig 1 Tegningnummer: A-6521-00-00-V-TK-000103 G
A1: Målestokk
Opp. dato: 2014.06.04

Bilaga 7- Produktblad angeående värmepumpar



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 16.00RC2

File : AhusSMC_Twin_sommer_3o	Ref : ARTA	Page : 1
Date : 2006/01/18	Time : 12.35.07	
User : YORK YROE - AARHUS		
Prog : COMP1/104509	Print : def. not found	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

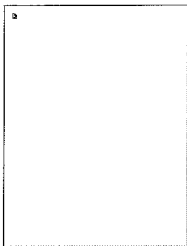
compressor type	SMC 116 L	refrigerant	R 717
number of compressors	2.00	evaporating temperature	2.0 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	43.4 deg.C
drive shaft speed	1460.0 RPM (inp.)	total suction superheat	0.0 K
drive type	direct	non useful suction superheat	0.0 K
suction line loss	0.7 K	total liquid subcooling	1.0 K
discharge line loss	0.7 K		
total cooling capacity	1984.5 kW	total power consumption	444.1 kW
total heating capacity	2388. kW	coeff. of performance (cooling)	4.47
equipment for head cooling	thermo pump or water		
equipment for oil cooling	included		

oil separator: OVUR 4107D

operating conditions:			
suction pressure	4.51 bar_a	discharge pressure	17.41 bar_a
suction temperature	1.30 deg.C	discharge temperature	107.13 deg.C
suction specific volume	0.2762 m3/kg	disch. temp. at min. load	128.62 deg.C
enthalpy difference (ref.)	1064.14 kJ/kg	discharge specific volume	0.0988 m3/kg
suction side mass flow	1.8649 kg/s	liquid density	575.5 kg/m3
swept volume	2201.6 m3/h	pressure ratio (p2/p1)	3.86
cover cooling water flow	2.4 m3/h		
cover cooling pressure loss	9.81 m.b.g.		

errors and warnings:
 NB: no motor defined - no power consumption check !
 NB: design limits violation - please run Design Limits Check !

The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900.
 Performance measurements according to ISO-917



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 16.00RC2

File : AhusSMC_Twin_sommer_3o	Ref : ARTA	Page : 2
Date : 2006/01/18	Time : 12.35.07	
User : YORK YROE - AARHUS		
Prog : COMP1/104509	Print : def. not found	

EVAPORATOR

evaporator type	EPHE MK15BW	number of evaporators	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	1985.0 kW
evaporating temperature	2.0 deg.C	logarithmic mean temperature diff.	5.81 K
secondary side:			
secondary refrigerant (205)	ETHYL_ALCOHOL	percentage by weight	20.0 %
inlet temperature	12.0 deg.C	freezing temperature	-10.6 deg.C
outlet temperature	5.0 deg.C	total flow	240.2 m3/h
pressure loss	3.52 m.b.g.	fouling factor	0.000035 m2.K/W
velocity	1.89 m/s		
density	975.0 kg/m3	specific heat capacity	4.359 kJ/kg.K
dynamic viscosity	3.670 Cpoise	thermal conductivity	0.482 W/m.K
min. wall temperature	3.5 deg.C		
special PHE output:			
no. of cassettes and type	1*168 MW	service transfer coefficient	2242.4 W/m2K
design/rating mode	design	clean transfer coefficient	2560.3 W/m2K
plate material	AISI-316	refrigerant pressure loss	1.21 mbg
plate thickness	0.6 mm	margin	5.00 %
max. pressure loss sec. side	10.00 mbg	available liquid head	1.35 mbg
primary side connection - in/out	1/2	quality of vapour	0.70
secondary side connection - in/out	2/2	excessive area	0.22 %
hot side channel pressure loss	3.23 mbg		
cold side channel pressure loss	1.08 mbg		

errors and warnings:

NB: Nucleate boiling multiplier automatically disabled
 NB: Suitable for closed systems only (dp-chan.< 4.4 mbg.)

Sabroe

Refrigeration Plant Computation

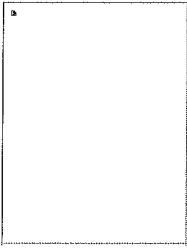
Version 16.00RC2

File : AhusSMC_Twin_sommer_3o	Ref : ARTA	Page : 3
Date : 2006/01/18	Time : 12.35.07	
User : YORK YROE - AARHUS		
Prog : COMP1/104509	Print : def. not found	

CONDENSER

condenser type	CPHE MK15BW	number of condensers	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	2140.0 kW
condensing temperature	43.4 deg.C	logarithmic mean temperature diff.	4.85 K
condenser liquid subcooling	1.0 K		
secondary side:			
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	31.0 deg.C		
outlet temperature	42.0 deg.C	total flow	168.7 m3/h
pressure loss	6.17 m.b.g.	fouling factor	0.000020 m2.K/W
velocity	2.66 m/s		
density	993.5 kg/m3	specific heat capacity	4.179 kJ/kg.K
dynamic viscosity	0.705 Cpoise	thermal conductivity	0.624 W/m.K
special PHE output:			
no. of cassettes and type	1*117 HW	service transfer coefficient	3930.6 W/m2K
design/rating mode	rating	clean transfer coefficient	5031.1 W/m2K
plate material	AISI-316	refrigerant pressure loss	0.66 mbg
plate thickness	0.6 mm	margin	18.00 %
max. pressure loss sec. side	10.00 mbg		
primary side connection - in/out	1/1	superheated vapour temp.	60.24 deg.C
secondary side connection - in/out	1/1	excessive area	0.00 %
hot side channel pressure loss	0.69 mbg		
cold side channel pressure loss	5.58 mbg		

errors and warnings:



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

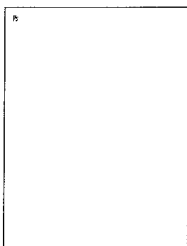
Version 16.00RC2

File : AhusSMC_Twin_sommer_3o	Ref : ARTA	Page : 4
Date : 2006/01/18	Time : 12.35.07	
User : YORK YROE - AARHUS		
Prog : COMP1/104509	Print : def. not found	

DISCHARGE DESUPERHEATER

desuperheater type	DISS 413122	number of desuperheaters	1.00
total capacity	247.4 kW	logarithmic mean temperature diff.	6.53 K
total transfer coefficient	936.8 W/m2K	tube side transfer coefficient	3619.6 W/m2K
		shell side transfer coefficient	543.2 W/m2K
inlet velocity - shell side	0.30 m/s	outlet velocity - shell side	0.30 m/s
inlet velocity - tube side	5.10 m/s	outlet velocity - tube side	5.10 m/s
primary side (temp.drop):	tube-side		
refrigerant (121) R 717		saturation temperature	43.4 deg.C
inlet temperature	107.1 deg.C	saturation pressure	17.1 bar_a
outlet temperature	60.2 deg.C	total flow	1.9 kg/s
pressure loss	0.19 K	fouling factor	.000000 m2.K/W
velocity	5.93 m/s	reynolds number	15393.
density	10.8 kg/m3	specific heat capacity	2.830 kJ/kg.K
dynamic viscosity	0.013 Cpoise	thermal conductivity	0.038 W/m.K
secondary side (temp. rise):	shell-side		
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	60.0 deg.C	total flow	14.5 m3/h
outlet temperature	75.0 deg.C	fouling factor	.000100 m2.K/W
pressure loss	0.54 m.b.g.	reynolds number	15493.
velocity	0.35 m/s	specific heat capacity	4.188 kJ/kg.K
density	979.1 kg/m3	thermal conductivity	0.657 W/m.K
dynamic viscosity	0.418 Cpoise		

errors and warnings:



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

File : Ahus_85_Sommer_dec	Ref : PEBJ	Page : 1
Date : 2005/12/19	Time : 11.00.49	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

compressor type	SAB 85	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	2.0 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	42.9 deg.C
drive shaft speed	2960.0 RPM (inp.)	total suction superheat	0.0 K
port number	1 (var.)	non useful suction superheat	0.0 K
internal volume ratio	2.6	total liquid subcooling	25.7 K
suction line loss	0.5 K		
discharge line loss	0.5 K		

total cooling capacity	1911.8 kW	total power consumption	446.8 kW
total heating capacity	2200. kW	coeff. of performance (cooling)	4.28

economiser type (open)	SVER 0514	side load	none
no.of economisers	1.00		
economiser evap. temp.	17.2 deg.C		
liquid temp. after economiser	17.2 deg.C		
line loss - eco. to port	2.0 K		
total eco. flash gas flow	0.1814 kg/s		
COP(with eco)/COP(without eco)	1.06		
total eco. capacity	195.8 kW		

oil cooling system	water cooling	oil specifications	Sabroe PAO68 354
oil cooler type	OWRF 2017A1		
oil cooler load - actual	158.2 kW		
oil cooler load - min. cap. 10.0 %	135.9 kW		

oil separator:	OHU 4131/3226D2
number of oil separators:	1.0
discharge check valve(s):	DN100 (2)

operating conditions:			
suction pressure	4.54 bar_a	discharge pressure	17.05 bar_a
suction temperature	1.52 deg.C	discharge temperature	86.98 deg.C
suction specific volume	0.2740 m3/kg	discharge specific volume	0.0938 m3/kg
enthalpy difference (ref.)	1183.44 kJ/kg	liquid density	614.4 kg/m3
suction side mass flow	1.6154 kg/s	pressure ratio (p2/p1)	3.75
swept volume	1815.2 m3/h		

errors and warnings:

NB: external reference efficiencies used

NB: no motor defined - no power consumption check !

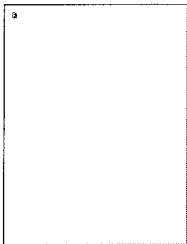
NB: design limits violation - please run Design Limits Check !

Oil cooler notes:

may be used - cap.: act./wanted : 271.7/ 158.2 kW

NB: selected oil cooler may be non-standard !

All performance data issued for the products are based on theoretical computations only.
Therefore - use with caution !!



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

File : Ahus_85_Sommer_dec	Ref : PEBJ	Page : 2
Date : 2005/12/19	Time : 11.00.49	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	



OIL COOLER (high stage)

oil cooler type	OWRF 2017A1	number of oil coolers	1.00
total capacity	271.7 kW	logarithmic mean temperature diff.	22.28 K
primary side (temp.drop):	shell-side		
refrigerant (354) Sabroe PAO68		percentage by weight	100.0 %
inlet temperature	87.0 deg.C		
outlet temperature	38.7 deg.C	total flow	11.1 m3/h
pressure loss	2.09 m.b.g.	fouling factor	.000200 m2.K/W
velocity	0.09 m/s		
secondary side (temp. rise):	tube-side		
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	31.0 deg.C		
outlet temperature	38.0 deg.C	total flow	33.6 m3/h
pressure loss	1.08 m.b.g.	fouling factor	.000200 m2.K/W
velocity	1.36 m/s		
errors and warnings:			
Oil cooler notes:			
may be used - cap.: act./wanted : 271.7/ 158.2 kW			
NB: selected oil cooler may be non-standard !			



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

File : Ahus_85_Sommer_dec	Ref : PEBJ	Page : 3
Date : 2005/12/19	Time : 11.00.49	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	

EVAPORATOR

evaporator type	EPHE MK15BW	number of evaporators	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	1912.0 kW
evaporating temperature	2.0 deg.C	logarithmic mean temperature diff.	5.72 K
secondary side:			
secondary refrigerant (205)	ETHYL_ALCOHOL	percentage by weight	20.0 %
inlet temperature	12.0 deg.C	freezing temperature	-10.6 deg.C
outlet temperature	5.0 deg.C	total flow	231.4 m3/h
pressure loss	3.30 m.b.g.	fouling factor	0.000035 m2.K/W
velocity	1.82 m/s		
min. wall temperature	3.5 deg.C		
special PHE output:			
primary side connection - in/out	1/2		
secondary side connection - in/out	2/2		
hot side channel pressure loss	3.02 mbg		
cold side channel pressure loss	1.05 mbg		

errors and warnings:
 NB: Nucleate boiling multiplier automatically disabled
 NB: Suitable for closed systems only (dp-chan.< 4.4 mbg.)



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

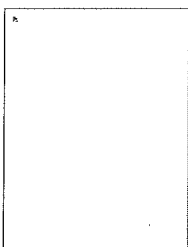
Version 15.60E

File : Ahus__85_Sommer_dec	Ref : PEBJ	Page : 4
Date : 2005/12/19	Time : 11.00.49	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	

CONDENSER

condenser type	CPHE MK15BW	number of condensers	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	2200.0 kW
condensing temperature	42.9 deg.C	logarithmic mean temperature diff.	4.01 K
condenser liquid subcooling	0.0 K		
secondary side:			
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	31.0 deg.C		
outlet temperature	42.0 deg.C	total flow	173.4 m3/h
pressure loss	4.80 m.b.g.	fouling factor	0.000020 m2.K/W
velocity	2.73 m/s		
special PHE output:			
primary side connection - in/out	1/1		
secondary side connection - in/out	1/1		
hot side channel pressure loss	0.60 mbg		
cold side channel pressure loss	4.17 mbg		

errors and warnings:
 NB: Suitable for closed systems only (dp-chan.< 4.3 mbg.)
 Note : Small channel pressure drop on one phase side (<4.28)



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

File : Ahus_85_vinter_dec	Ref : PEBJ	Page : 1
Date : 2005/12/19	Time : 10.57.36	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	

SINGLE STAGE COMPRESSOR

compressor type	SAB 85	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	-2.7 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	55.4 deg.C
drive shaft speed	2960.0 RPM (inp.)	total suction superheat	0.0 K
port number	2 (var.)	non useful suction superheat	0.0 K
internal volume ratio	4.8	total liquid subcooling	40.7 K
suction line loss	0.5 K		
discharge line loss	0.5 K		

total cooling capacity	1560.9 kW	total power consumption	577.1 kW
total heating capacity	1836. kW	coeff. of performance (cooling)	2.70

economiser type (open)	SVER 0514	side load	none
no.of economisers	1.00		
economiser evap. temp.	14.7 deg.C		
liquid temp. after economiser	14.7 deg.C		
line loss - eco. to port	2.0 K		
total eco. flash gas flow	0.2502 kg/s		
COP(with eco)/COP(without eco)	1.09		
total eco. capacity	254.2 kW		

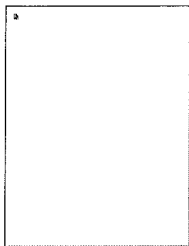
oil cooling system	water cooling	oil specifications	Sabroe PAO68 354
oil cooler type	OWRF 2017A1		
oil cooler load - actual	302.1 kW		
oil cooler load - min. cap. 15.0 %	230.0 kW		

oil separator:	OHU 4131/3226D2
number of oil separators:	1.0
discharge check valve(s):	DN100 (2)

operating conditions:			
suction pressure	3.80 bar_a	discharge pressure	23.60 bar_a
suction temperature	-3.21 deg.C	discharge temperature	99.70 deg.C
suction specific volume	0.3244 m3/kg	discharge specific volume	0.0686 m3/kg
enthalpy difference (ref.)	1189.95 kJ/kg	liquid density	618.0 kg/m3
suction side mass flow	1.3118 kg/s	pressure ratio (p2/p1)	6.21
swept volume	1815.2 m3/h		

errors and warnings:
 NB: external reference efficiencies used
 NB: no motor defined - no power consumption check !
 NB: design limits violation - please run Design Limits Check !
 Oil cooler notes:
 NB: selected oil cooler may be non-standard !

All performance data issued for the products are based on theoretical computations only.
 Therefore - use with caution !!



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

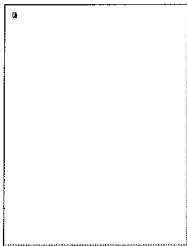
File : Ahus__85_vinter_dec	Ref : PEBJ	Page : 2
Date : 2005/12/19	Time : 10.57.36	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	



OIL COOLER (high stage)

oil cooler type	OWRF 2017A1	number of oil coolers	1.00
total capacity	302.3 kW	logarithmic mean temperature diff.	22.21 K
primary side (temp.drop):	shell-side		
refrigerant (354) Sabroe PAO68		percentage by weight	100.0 %
inlet temperature	99.7 deg.C		
outlet temperature	58.9 deg.C	total flow	14.5 m3/h
pressure loss	2.66 m.b.g.	fouling factor	.000200 m2.K/W
velocity	0.12 m/s		
secondary side (temp. rise):	tube-side		
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	50.0 deg.C		
outlet temperature	55.0 deg.C	total flow	52.7 m3/h
pressure loss	2.53 m.b.g.	fouling factor	.000200 m2.K/W
velocity	2.14 m/s		

errors and warnings:
 Oil cooler notes:
 NB: selected oil cooler may be non-standard !



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

File : Ahus__85_vinter_dec	Ref : PEBJ	Page : 3
Date : 2005/12/19	Time : 10.57.36	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	

EVAPORATOR

evaporator type	EPHE MK15BW	number of evaporators	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	1561.0 kW
evaporating temperature	-2.7 deg.C	logarithmic mean temperature diff.	5.11 K
secondary side:			
secondary refrigerant (205)	ETHYL_ALCOHOL	percentage by weight	20.0 %
inlet temperature	6.0 deg.C	freezing temperature	-10.6 deg.C
outlet temperature	0.0 deg.C	total flow	220.3 m3/h
pressure loss	3.22 m.b.g.	fouling factor	0.000035 m2.K/W
velocity	1.73 m/s		
min. wall temperature	-1.4 deg.C		
special PHE output:			
primary side connection - in/out	1/2		
secondary side connection - in/out	2/2		
hot side channel pressure loss	2.97 mbg		
cold side channel pressure loss	0.95 mbg		

errors and warnings:
 NB: Nucleate boiling multiplier automatically disabled
 NB: Suitable for closed systems only (dp-chan.< 4.4 mbg.)



Sabroe

Refrigeration Plant Computation

Version 15.60E

File : Ahus__85_vinter_dec	Ref : PEBJ	Page : 4
Date : 2005/12/19	Time : 10.57.36	
User : YORK YRTP - AARHUS		
Prog : COMP1/004504	Print : def. not found	

CONDENSER

condenser type	CPHE MK15BW	number of condensers	1.00
primary side:			
primary refrigerant	R-717	total capacity	1836.0 kW
condensing temperature	55.4 deg.C	logarithmic mean temperature diff.	3.38 K
condenser liquid subcooling	0.0 K		
secondary side:			
secondary refrigerant (200) WATER			
inlet temperature	46.0 deg.C		
outlet temperature	54.4 deg.C	total flow	190.5 m3/h
pressure loss	5.63 m.b.g.	fouling factor	0.000020 m2.K/W
velocity	3.00 m/s		
special PHE output:			
primary side connection - in/out	1/1		
secondary side connection - in/out	1/1		
hot side channel pressure loss	0.34 mbg		
cold side channel pressure loss	4.88 mbg		

errors and warnings:

Bilaga 8 - Belastningsprofil för 350 brunnar

Belastningsprofil																						
350 brunnar	-30,0	-22,0	-17,0	-14,5	-12,5	-11,0	-9,2	-7,3	-6,0	-4,8	-2,7	-1,0	2,7	3,9	6,8	10,9	14,0	15,5	17,3	18,5	20,8	25
	0,0	3,0	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100	150	163	200	250	300	320	340	350	362	365
Upptagen effkt förångare	2768	2768	2811	2697	2735	2784	2860	2718	2570	2474	2238	2023	1548	1450	981	248	0	0	0	0	0	0
Netto kölebehov (isvannskurs)	-	-	-	-727,4	727,4	727,4	727,4	727,4	727,4	727,4	-727,4	727,4	727,4	727,4	727,4	727,4	1146,3	1583,4	2143,0	2603,4	3387,3	4263,5
Återvinningskrets	0	-21	-161	-216	-257	-307	-359	-395	-428	-486	-533	-635	-638	-638	-254	0	0	0	0	0	0	0
Kompr effekt	1601	1601	1626	1560	1582	1567	1523	1404	1287	1135	944	815	543	491	292	166	236	358	513	687	947	1192
Fordampereffekt	3045	3045	3092	2967	3008	3063	3146	2990	2827	2722	2462	2225	1703	1595	1079	743	1196	1621	2166	2568	3287	4137
Avgitt effekt høyttemperaturkurs (hetgassveksler)	422	422	429	412	417	421	424	399	374	351	310	276	204	190	125	91	143	198	268	325	423	533

* Alla värden är i kW

Bilaga 9 - Energi- och medeleffekt behov för var månad i ett normalår

Energi- effektbehov vid normalår	jan	feb	mar	apr	mai	jun	jul	aug	sep	okt	nov	des
Antal dagar	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
Medel månadstemperatur	-6,9	-6,7	-2,1	3,1	9,7	14,2	15,6	14,1	9,5	5,1	-1,1	-5,6
Upptagen effekt förångare	2673	2650	2162	1515	463	0	0	0	498	1256	2036	2538
Netto kjølebehov (isvannskurs)	-727	-727	-727	-727	-727	-1205	-1614	-1175	-727	-727	-727	-727
Återvinningskrets	-405	-410	-569	-638	-74	0	0	0	-87	-479	-629	-447
Netto totalt effektbehov	1368	1350	899	526	203	236	358	513	209	409	823	1237
Avgiven effekt låg.temp	3917	3877	2979	1993	580	0	0	0	626	1628	2784	3663
Tur lågtemp	50	50	46	41	34	30	33	34	34	39	45	49
Tur från vp	50	50	46	41	34	30	33	34	34	39	45	49
Förångnings effekt [kW]	2940	2915	2378	1667	841	1196	1621	2166	858	1382	2239	2792
Effekt hetgasvux[kW]	392	388	298	199	101	143	198	268	102	163	278	366
Temperatur upp från brunn oC	3	3	5	7	9	9	12	12	9	7	6	4
Kylvatten energi MWh	-541	-489	-541	-524	-541	-867	-1201	-875	-524	-541	-524	-541
Återvinning energi MWh	-301	-276	-423	-459	-55	0	0	0	-62	-356	-453	-333
Kompressor MWh	1018	907	669	379	151	170	266	381	151	304	593	920
Avgiven energi låg.temp. MWh	2914	2606	2216	1435	431	0	0	0	450	1211	2004	2725
Förångnings energi MWh	2187	1959	1770	1200	626	861	1206	1612	617	1028	1612	2077
Hetgasvux energi MWh	291	261	222	144	75	103	147	199	74	121	200	273
Netto värmebehov energicentral + vv MWh	1313	1183	811	275	0	0	0	0	0	204	656	1181
Netto behov kyla MWh	0	0	0	0	-230	-1242	-1721	-1208	-202	0	0	0
Input EED	1766	1591	1091	370	-230	-1242	-1721	-1208	-202	275	882	1589

*Medeleffekt behov per månad i kW

$E_{\text{värme}}$ - Levererad värme till lågtemperaturkurs med tillägg för vvb (Upptagen energi i förångaren + kompressorarbete)

$E'_{\text{värme}}$ - korrigerad energimängd mhp kylvattenkurs samt återvinning

$Q_{\text{brunn}} + Q_{\text{kyla}} + Q_{\text{återvinning}} = \text{Upptagen energi efter förångaren}$

Totalt energiupptag från brunnar:

$Q_{\text{brunn}} + Q_{\text{kyla}} + Q_{\text{återvinning}} + E_{\text{komp}} = E_{\text{värme}}$

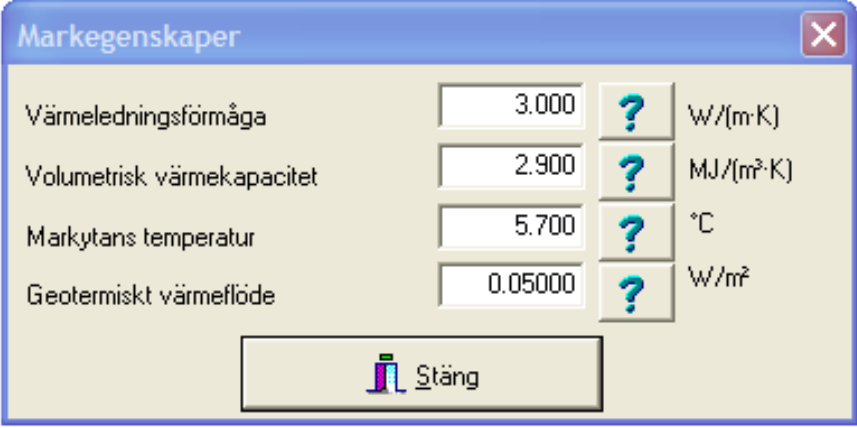
$E_{\text{värme}} - (Q_{\text{återvinning}} + Q_{\text{kyla}} + E_{\text{komp,åter}} + \text{kyla}) = E'_{\text{värme}} = Q_{\text{brunn}} + E_{\text{komp,brunn}}$

$E'_{\text{värme}}$ anges som input i EED

Bilaga 9 - Simuleringar av 228 brunnar, Nye Ahus

I denna bilaga beskrivs inputen till simuleringarna i EED. Rådatan till simuleringarna kan även ses.

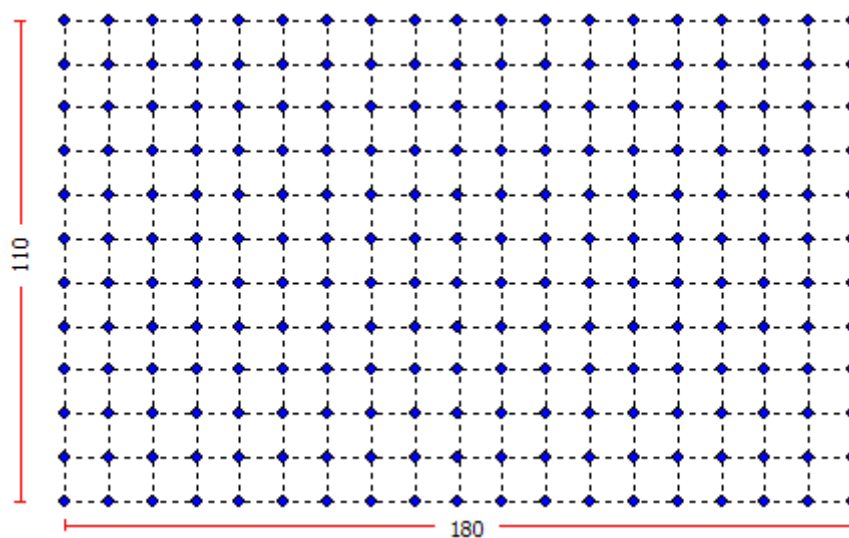
- Utifrån termisk responstest för Nye Ahus anges värmeledningsförmågan i berget till 3,0 W/(m/K).
- Volumetrisk värmekapacitet: dioritt valdes med 2,9 MJ/m³K, ($\rho \cdot C_p$)
- För markytanstemperatur samt geomteriskt värmeflöde valdes: Oslo



Parameter	Value	Unit
Värmeledningsförmåga	3.000	W/(m·K)
Volumetrisk värmekapacitet	2.900	MJ/(m ³ ·K)
Markytans temperatur	5.700	°C
Geotermiskt värmeflöde	0.05000	W/m ²

Indata markegenskaper

Konfigurationen(g-function) anges som: 12 x 19, rectangle



Geometri för termiskt lager

Borrhål och värmeväxlare

Borrhål

Typ: Enkelt U-rör

Konfig: 657 ?
657 ("228 : 12 x 19, rectangle")

Djup: 173 m

Avstånd mellan borrhål: 7.0 m

Diameter: 125.000 ? mm

Kontaktmotstånd rör/fyllnad: 0.0000 (m-K)/W

Värmeledningsförmåga fyllning: 0.600 ? W/(m-K)

Volymflöde Q:
 för alla borrhål
 per borrhål 0.650 l/s

Seriefaktor (1=parallell) 1 Qbh=Q=0,65 l/s

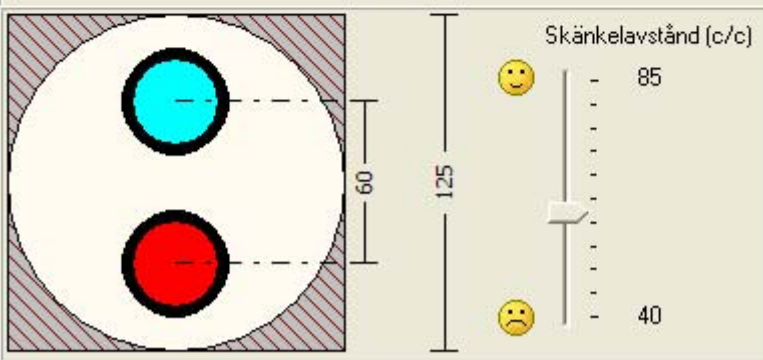
U-rör

Yttre diameter: 40.000 mm

Vägg tjocklek: 3.700 ? mm

Värmeledningsförmåga: 0.420 W/(m-K)

Skänkelavstånd (c/c): 60.000 mm



Kopiera till klippbord

Stäng

Indata markvärmväxlare

- Det aktiva djupet (medel) ligger på i var brunn. Med aktivt djup menas djupet från grundvattenytan börjar till botten av brunnen. Vid nye Ahus var det mellan 5-10 m från markyta till grundvattnet och Båsum Boring hade mätt ett sammanlagt aktivt djup för energilagret på
- Diametern på borrhålen? På kring 10 brunnar av de 228 som är borrade så användes $\varnothing 114$ mm medan resten har $\varnothing 125$ mm. Anslår därför $\varnothing 125$ mm i simuleringarna. (Ihlen, John, 2009 samtal)

- Genomströmningsmängd vald som ett medel av 0,6-0,7 --> 0,65 l/s .Detta ger en maximalt genomströmmning på 148 l/s för hela systemet..
- Avstånd mellan tur/retur rör. Ej använt bricketer, varierar mellan 40-85 mm, anslås att använda ett ca medelvärde på 60mm (Ihlen, John, 2009 samtal)
- Värmeledningsförmåga- utifrån pe100 Ø40mm
- Väggtjocklek- utifrån PE100 Ø40mm
- Köldbärare: HX 24, Egenskaperna är hämtade från "Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants", Åke Melinder 1997

Property	Value	Unit
Värmeledningsförmåga	0.4710	W/(m·K)
Specifik värmekapacitet	3820.0000	J/(Kg·K)
Densitet	1035.0000	Kg/m³
Viskositet	0.003520	Kg/(m·s)
Frys punkt	-10.00	°C

Indata köldbärare, HX24

Baslast
✕

Baslast (utan VV):

Årlig energilast med månadsprofil
 Energilast för varje månad

[MWh]	Värme	Kyla	Mark
Årlig	<input type="text" value="16.200"/>	<input type="text" value="0.000"/>	<input type="button" value="Uppdatera"/>
SPF	<input type="text" value="3.90"/>	<input type="text" value="99999.00"/>	
	<input type="checkbox"/> Direkt <input checked="" type="checkbox"/> Direkt		
Januari	1766.000	0.000	1313.179
Februari	1591.000	0.000	1183.051
Mars	1091.000	0.000	811.256
April	370.000	0.000	275.128
Maj	0.000	230.000	-230.002
Juni	0.000	1242.000	-1242.012
Juli	0.000	1721.000	-1721.017
Augusti	0.000	1208.000	-1208.012
September	0.000	202.000	-202.002
Oktober	275.000	0.000	204.487
November	882.000	0.000	655.846
December	1589.000	0.000	1181.564
Summa:	7564	4603	1021.5

Tappvarmvatten (VV):

Årlig SPF

[MWh]	Värmepump	Mark	Byggnad
Värme	7564x1/3.9 (1939.5)	+ 7564x2.9/3.9 (5624.5)	= 7564
VV	0x1/3 (0)	+ 0x2/3 (0)	= 0
Kyla	4603x0 (0)	+ -4603x1 (-4603)	= -4603
Värme	Värmepump 1939.5 ==> ^	Mark 5624.5	Byggnad ==> 7564
Kyla	Värmepump 0 ==> v	Mark 4603	Byggnad <== 4603

Nettovärme från mark: 5624.5+0-4603=1021.5

Input Baslast, beräknade värden se bilaga 9

I baslast så har behovet till lågtemperaturkretsen lagts in som värmebehov, för kylbehovet så används netto kylbehovet för kylvattenskursen. I tillägg kommer varmvattensbehovet som är anslaget utifrån hur mycket hetgasv

kan täcka av det totala behovet på 3,2 GWh. Här så har månaderna där värmepumparna går som kylmaskiner räknats bort eftersom att värmen tas från hetgasvux på kondensatorsidan. Det ger ett årligt energibehov till varmvatten på och summeras tillsammans med värmesidan under månaderna där anläggningen går med värmepumpsdrift och är ej med i beräkningarna då anläggningen går i kylmodus.

Värmebehovet korrigeras med energiupptaget från återvinningskursen samt för energin som blir tillfört från kylvattenskursen. Värdena som är inputen är det slutgiltiga netto värme- och kylenergi behovet per månad.

Totalt energiupptag från brunnar:

$$Q_{\text{brunn}} + Q_{\text{kyla}} + Q_{\text{återvinning}} + E_{\text{komp}} = E_{\text{värme}}$$

$$E_{\text{värme}} - (Q_{\text{återvinning}} + Q_{\text{kyla}} + E_{\text{komp, åter+kyla}}) = E'_{\text{värme}} = Q_{\text{brunn}} + E_{\text{komp, brunn}}$$

E'värme anges som input i EED

- SFP för värme och kylbehovet har anslåtts, utifrån en 50% Carnot faktor, till 3,9 respektive 5,9 för värme och kyla.

I första simuleringen så antas kylbehovet täckas av frikylning.

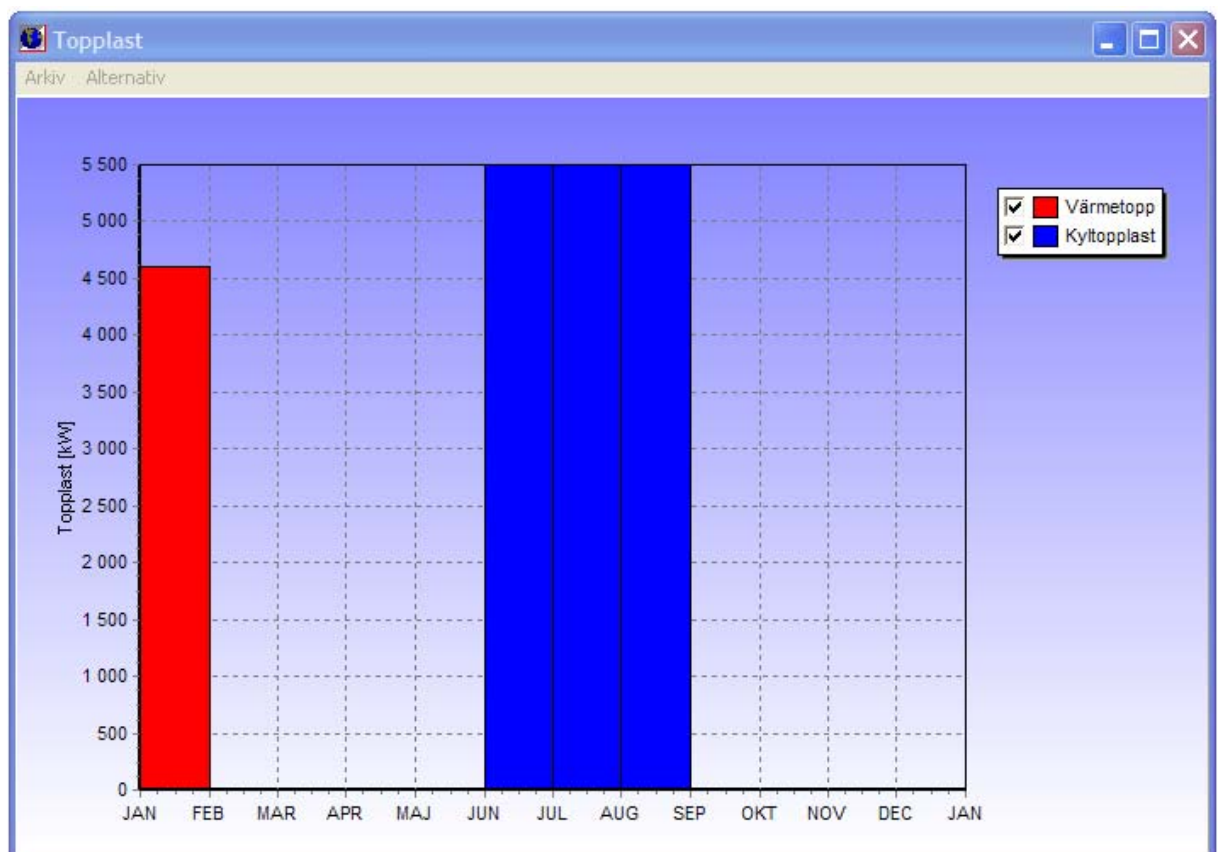
Med att analysera fluidtemperaturerna under året så kan man se hur mycket som kan tas som frikylning (dvs $T < 5^{\circ} \text{C}$) och hur mycket som måste kylas genom kylmaskinerna.

För att få en energilast för var månad interpoleras effektbehovet vid medeltemperaturen för var månad utifrån befintliga effektbehov vid olika utetemperaturer.

Detta gav ett högre energibehov för värme än tidigare beräknat samt ett lägre kylenergi behov. Utifrån månads medeltemperaturerna fås ett sammanlagt energibehov på 16 GWh samt kylbehov på 7,7 GWh.

	Spetsvärme		Spetskyla	
	Effekt [kW]	Varaktighet [h]	Effekt [kW]	Varaktighet [h]
Januari	4600.000	72.000	0.000	0.000
Februari	0.000	0.000	0.000	0.000
Mars	0.000	0.000	0.000	0.000
April	0.000	0.000	0.000	0.000
Maj	0.000	0.000	0.000	0.000
Juni	0.000	0.000	5500.000	6.000
Juli	0.000	0.000	5500.000	6.000
Augusti	0.000	0.000	5500.000	6.000
September	0.000	0.000	0.000	0.000
Oktober	0.000	0.000	0.000	0.000
November	0.000	0.000	0.000	0.000
December	0.000	0.000	0.000	0.000

Input spetslast.



Grafisk framställning spetslast

Varigheterna på spetsvärmen/spetskylan anges samtidigt som de högsta effektbelastningarna mot brunnarna. Detta för att kunna avgöra om temperaturerna på fluiden går över/under max och minskräven.

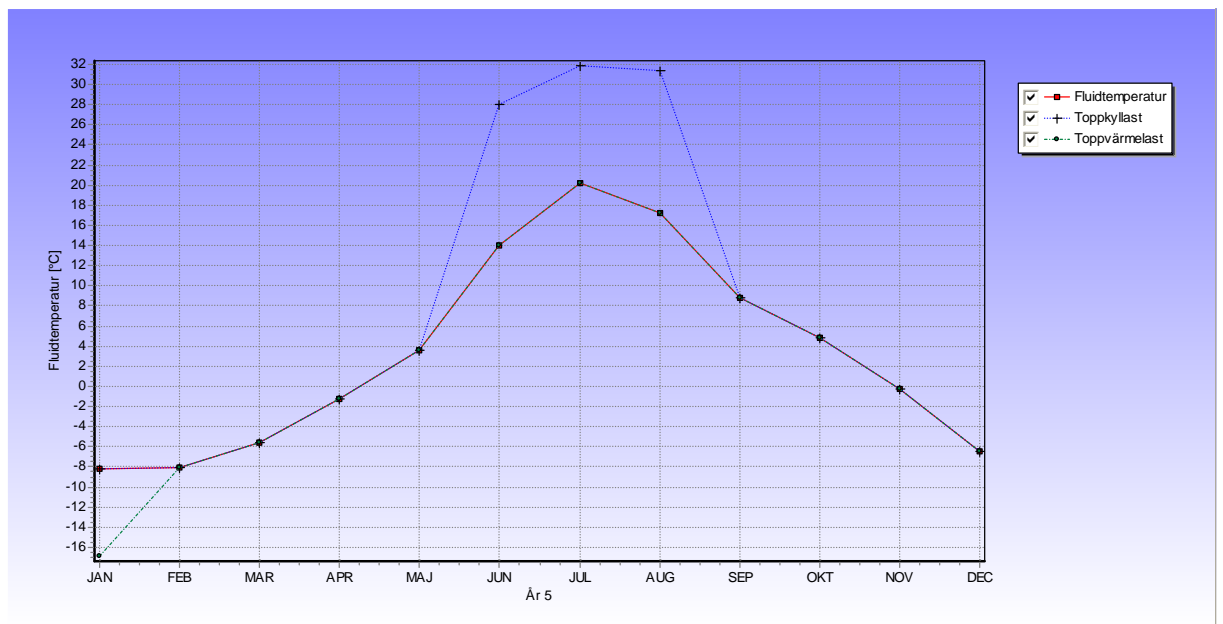
Då värmebehovet är som högst DUT -22°C så står olja- och elkärnen för den mesta effekttäckningen. Ur de tidigare teoretiska beräkningarna är värmepumparna tänkt att täcka 72% av det totala värmeeffekt behovet på 14,3 MW. Men på grund av temperaturbegränsningar i värmepumparna blir den maximala utnyttjandet reducerat till ca 4,6 MW inklusive förångar- och kompressoreffekt.

Vid maximalt kylbehov, 9 MW, så ska energibrunnarna användas fullt ut , dock hålla temperaturkrav. Efter detta används luftkylarna på taket, dessas kapacitet är 2 MW samt 1,5 MW ska täckas av specialkopplingen i ventilationssystemet där kondenseringskretsen kyls mot uteluften i värmebatterier. Det maximala kylbehovet som brunnarna ska täcka är anslagit att vara i 6 timmar i juni, juli och augusti.

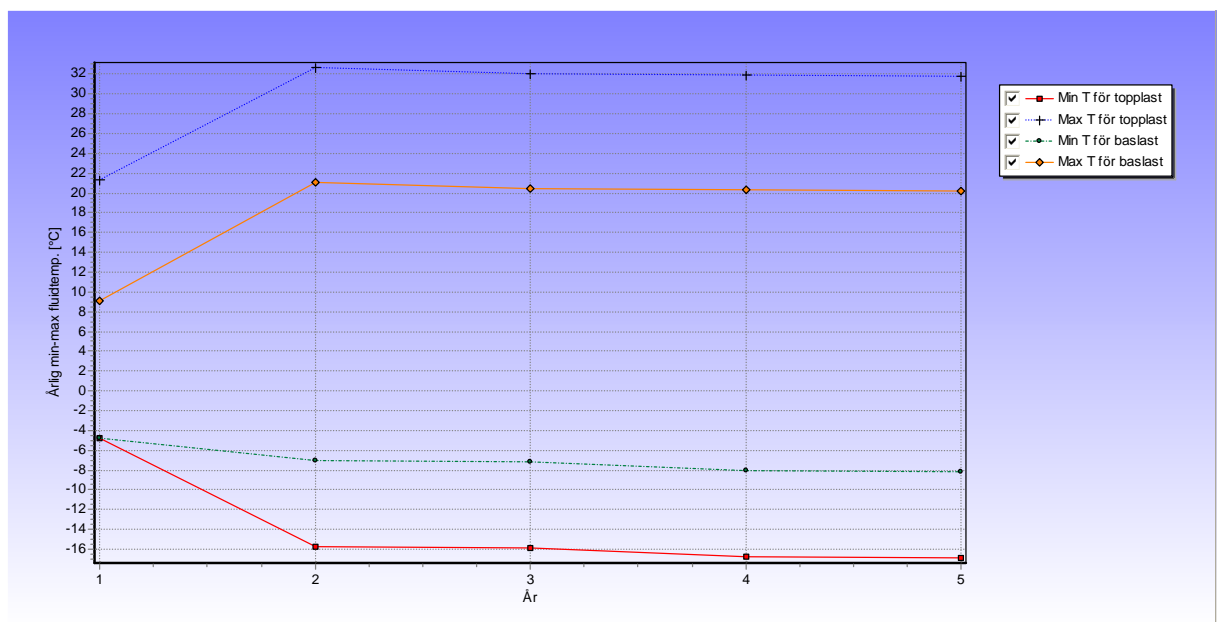
Simulering 1 – Vad händer de närmaste 5 åren?

I simuleringen är det antaget frikylning från september till och med april och att värmepumparna går som kylmaskiner från maj till och med augusti. Detta är ej möjligt att ange i programmet och värdena för de månaderna med kylmodus har därför beräknats med tillägg för kompressorarbetet som även tillförs kylbehovet.

- Energin från återvinningskretsen samt kylvattenskretsen som är tillbaka för till energicentralen ($T > 4^{\circ}\text{C}$) är fråndragna lasterna.
- SPF för kylmaskinerna är satta till 5,9 (50% Carnot) i kylmodus.



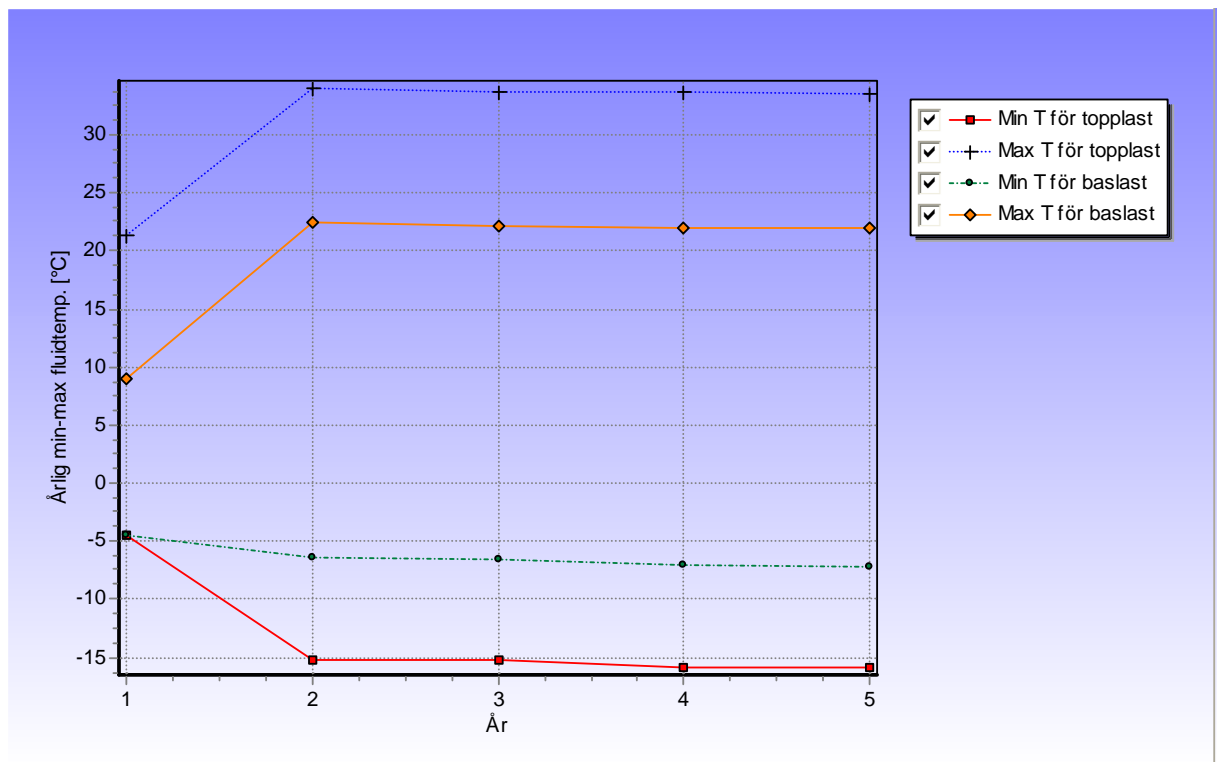
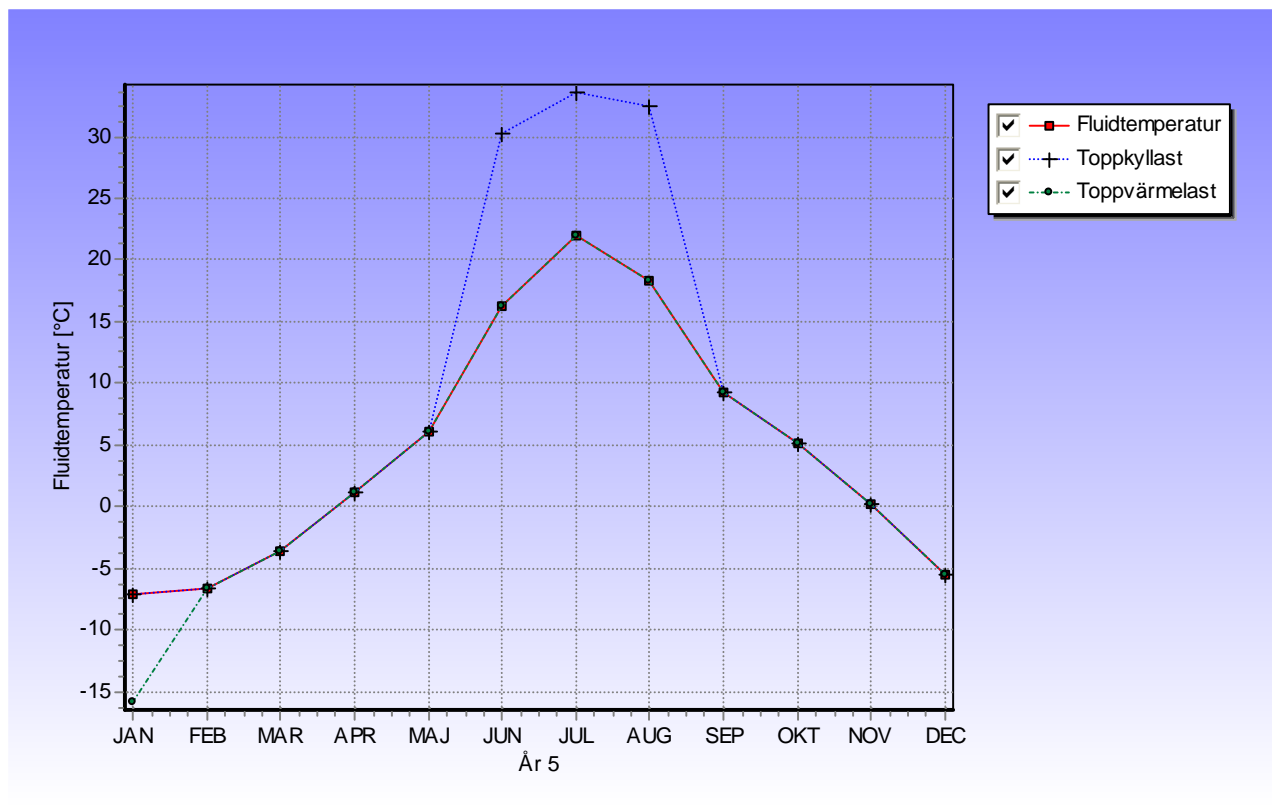
Temperaturer i köldbäraren under år 5.



Max- och mintemperaturer i köldbäraren under de simulerade åren 1-5.

Avstånd 10 meter mellan borrhål

Simulerat längre avstånd mellan borrhålen vilket ger en större värmekapacitet i lagret.



Simulering 2 – Hur mycket energi klarar de av att tas upp varje år och ändå hålla temperaturkraven?

Temperaturkraven (medel) på köldbäraren är satta till minimum $-2,5^{\circ}\text{C}$ om vintern och maximum $31,5^{\circ}\text{C}$ om sommaren, detta för att värmepumparna ska klara av att fungera väl samt för att undgå för fryspunkterna i köldbäraren (-10°C).

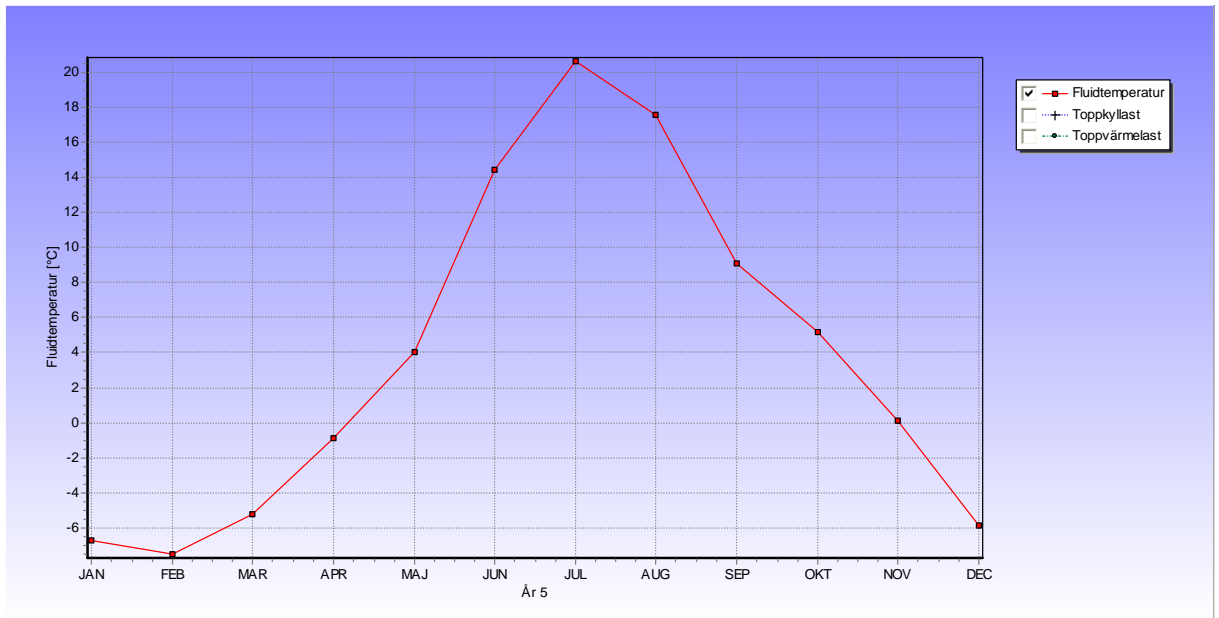
Ur simulering 1 kan det ses att det är en obalans mellan tillförd och upptagen energi ur lagret på 1000 MWh i värmeunderskott. För att hålla temperaturkraven krävs alltså ett mindre uttag av energi från brunnarna för att hålla en balans i lagret som ej leder till för låga temperaturer i brunnarna.

Från simulering 1 kan man se att det specifika effektuttaget per meter varierar mellan 7-45 W/m där basvärmelasten är den största (oktober-april).

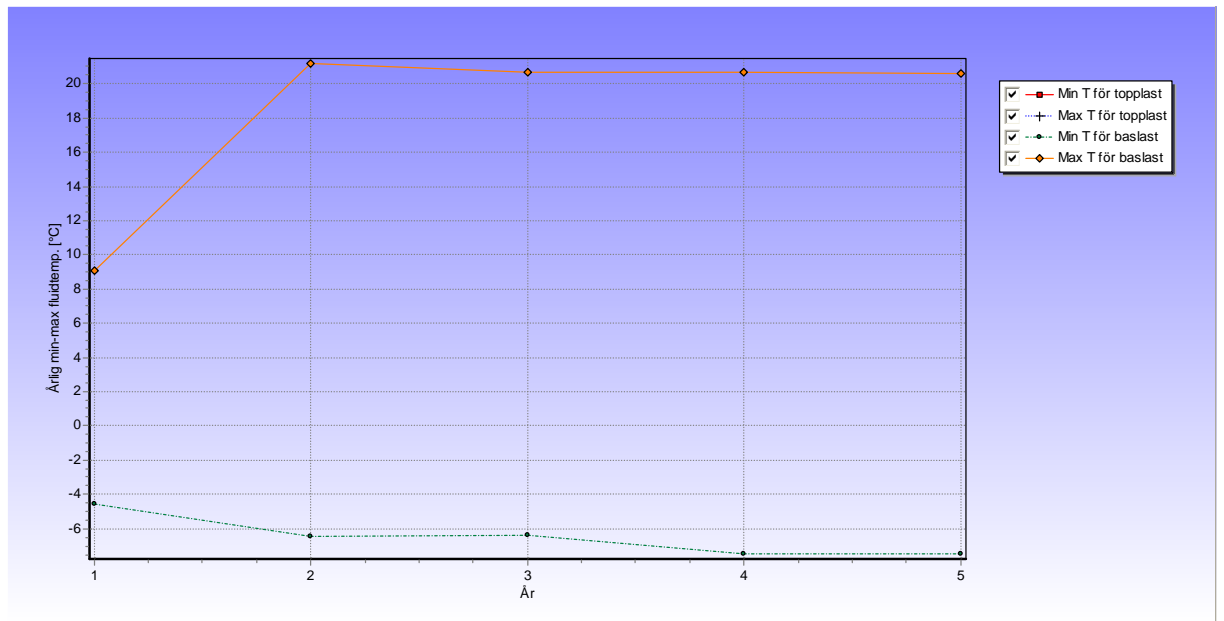
Genom att testa olika maxvärmelaster för W/m kan man avgöra var gränsen för maximal upptagen värme från brunnarna ligger. I denna simulering bortses det från topplasterna för värme och kyla. Se bilaga XX för nya input till EED med begränsningar i värmeupptaget.

Max 40W/m

Med att sätta en effektbegränsning på 40W/m så begränsas värmeupptagningen ur brunnarna under december till och med februari. Det vill säga ca 1,58 MW upp från brunnarna.



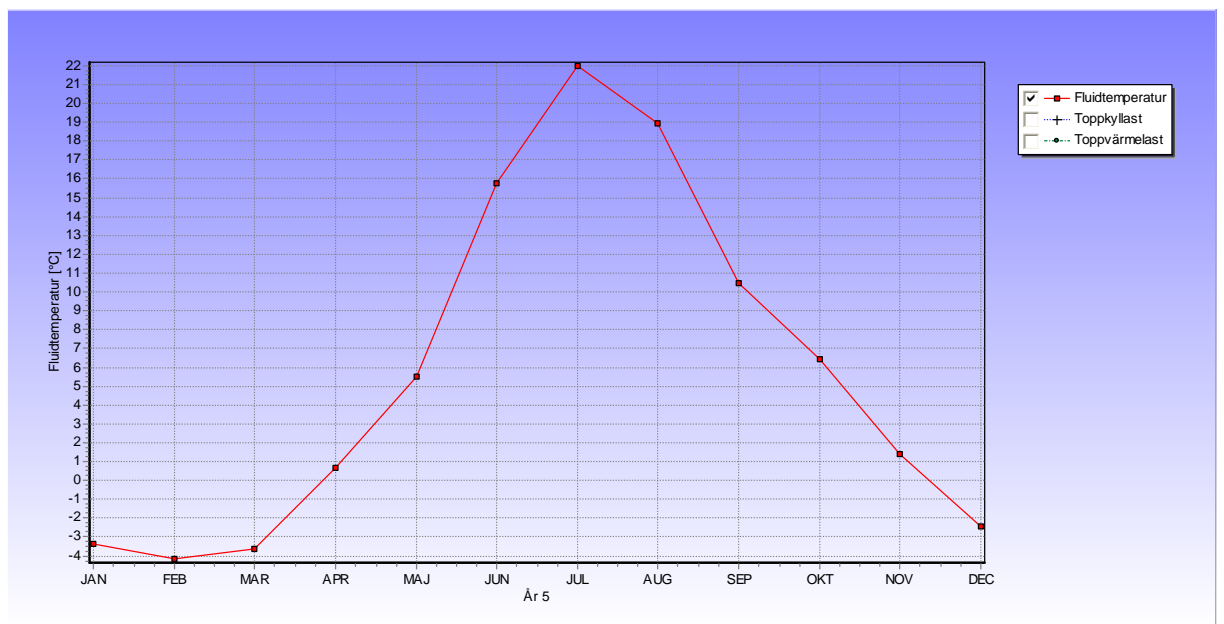
Temperatur i köldbärare under år 5 med en begränsning på 40 W/m för värmeupptaget.



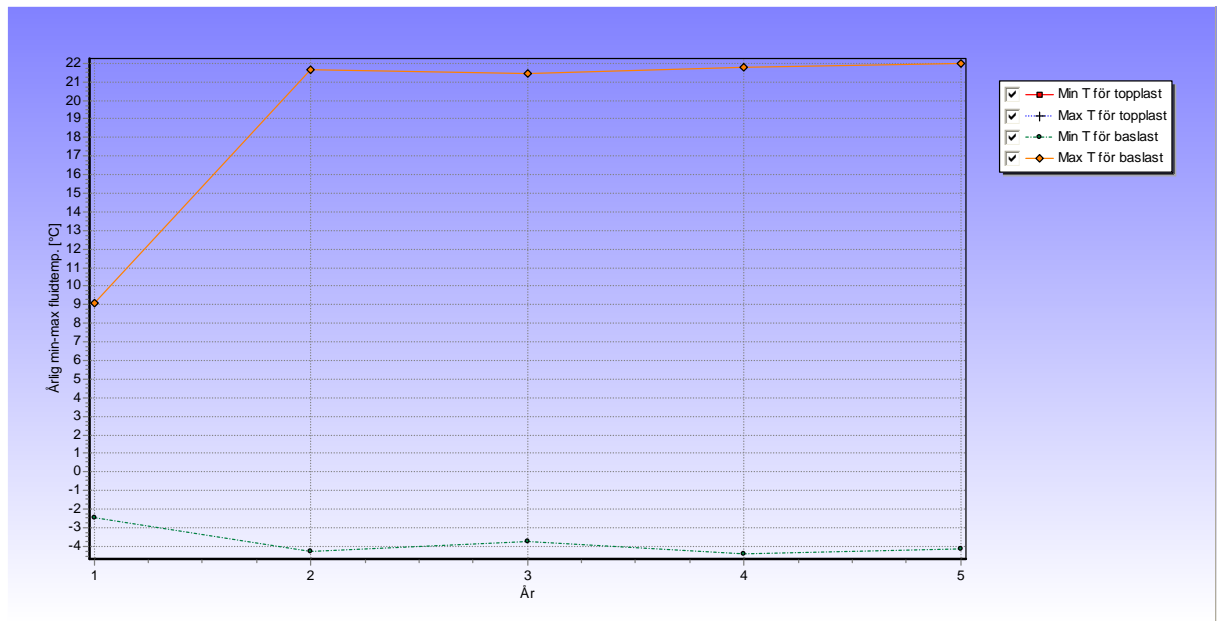
Temperaturutveckling i brunnarna under de 5 första åren vid en värmeupptagningsbegränsning på 40 W/m.

Max 30 W/m

Med en begränsning på max 30 W/m i värmeupptag så reduceras det maximala värmeupptaget från brunnarna till ca 1,2 MW.



Temperaturer i köldbäraren under år 5 med en värmeupptags begränsning på 30 W/m.



Temperaturutveckling i brunnarna under de första 5 åren med en värmeeffekts begränsning på 30 W/m.

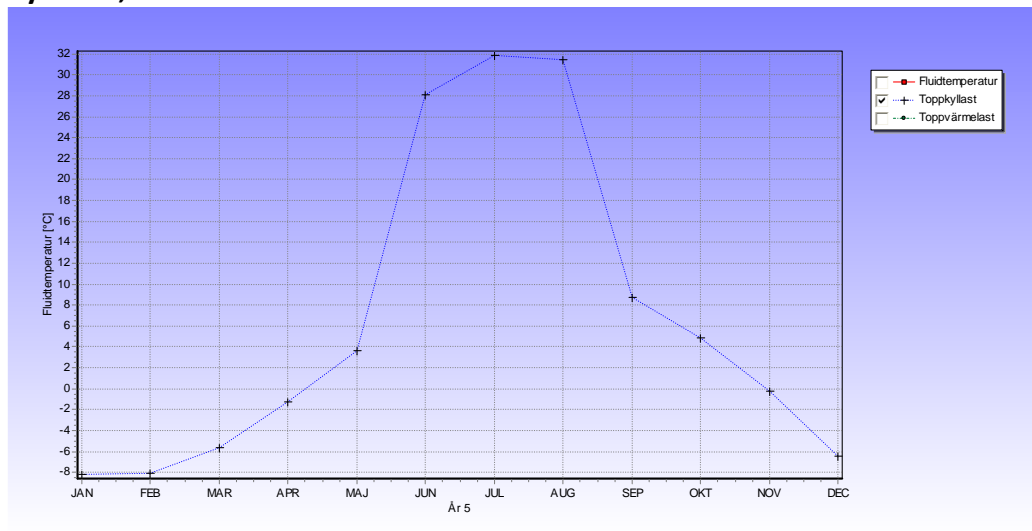
Simulering 3- Maximal kyllost

För att klara av att leverera de högsta kyleffekterna till sjukhuset används både brunnarna samt luftkylare på taket för att dumpa värmen från kondenseringskretsen. Men på grund av att ej alla projekterade brunnar har borrats så investerades det i en omkoppling i ventilationsystemet i undercentral S1 och S3 där värmen från kondenseringskretsen kan dumpas till uteluften genom värmebatterierna. Detta har en kapacitet av sammanlagt 1,5 MW.

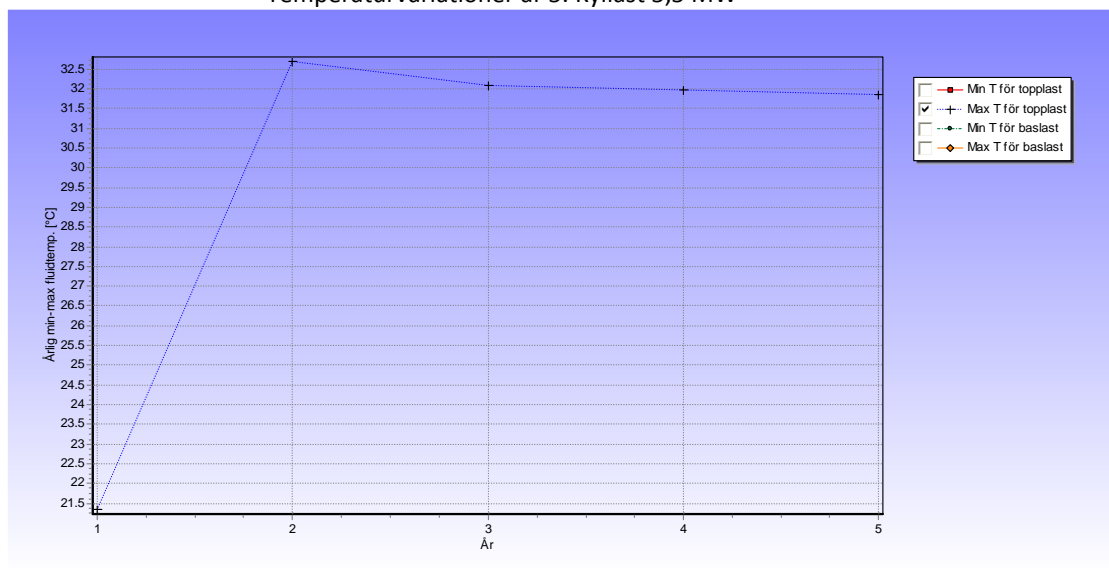
I första delen av denna simulering får brunnarna en effektpåtryckning av 5,5 MW under 6 timmars tid. I andra delen så används ej omkopplingen och effektpåtryckningen blir då 7 MW.

Vad blir temperaturerna i köldbäraren under dessa effektpåtryckningar?
Om ej omkopplingen ska användas? Hur många brunnar måste då borraras för att klara effektpåtryckningarna?

Kyllast 5,5 MW



Temperaturvariationer år 5. Kyllost 5,5 MW



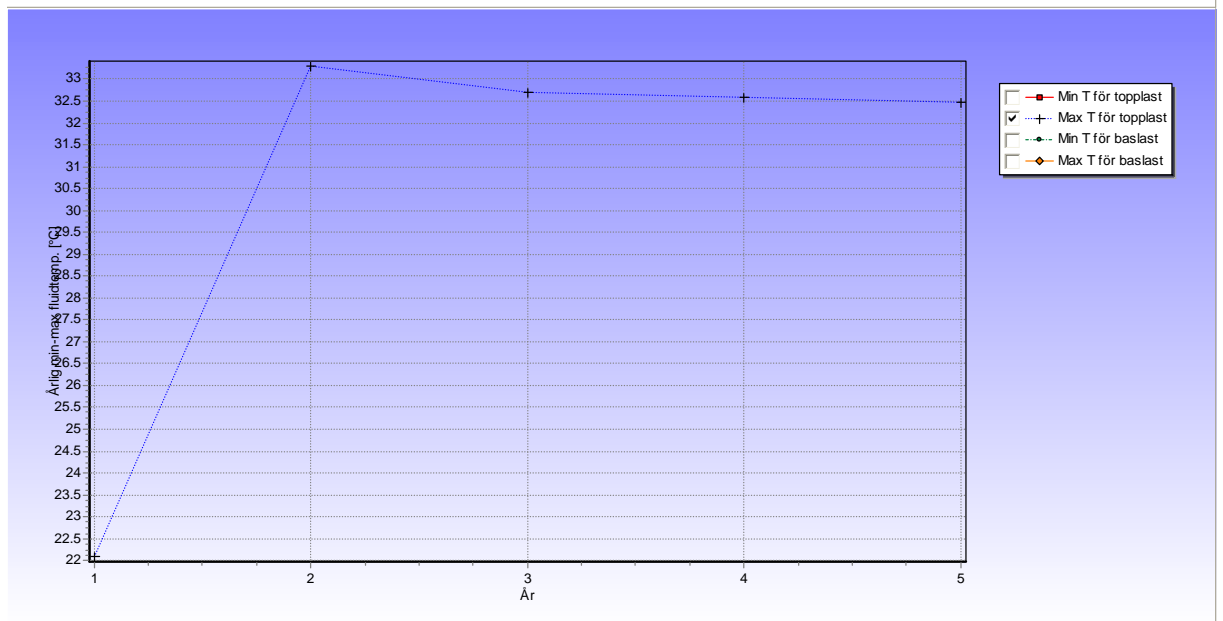
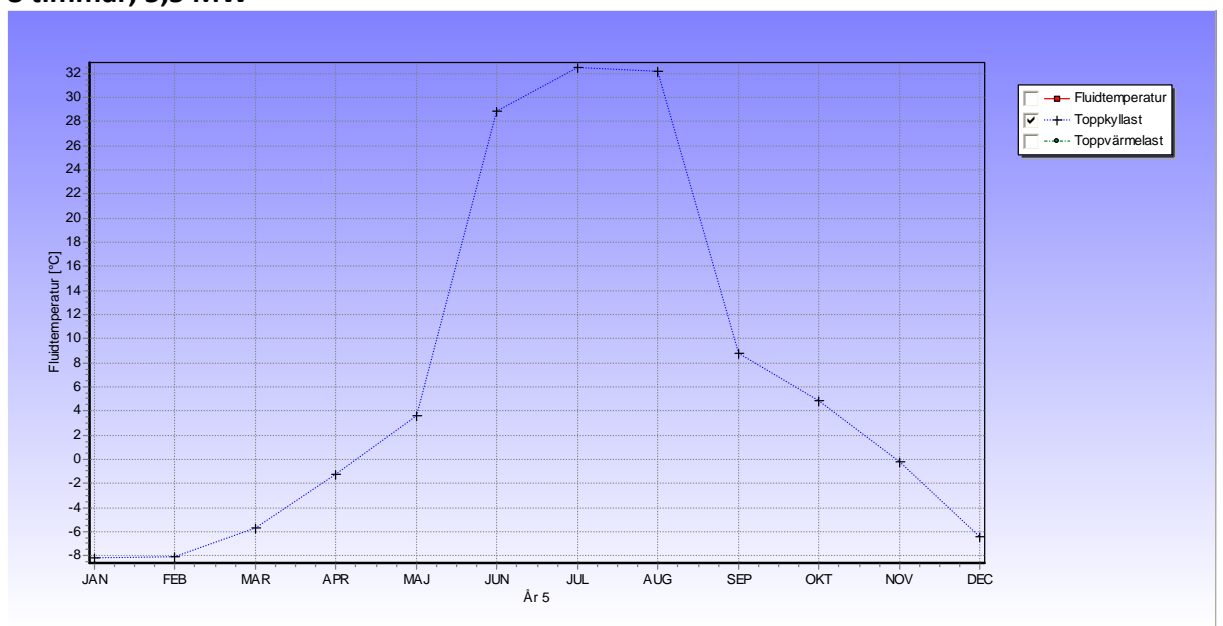
Temperaturer år 1-5 vid 5,5 MW kyllost

Ökning av antal timmar med maxlast 5,5 MW

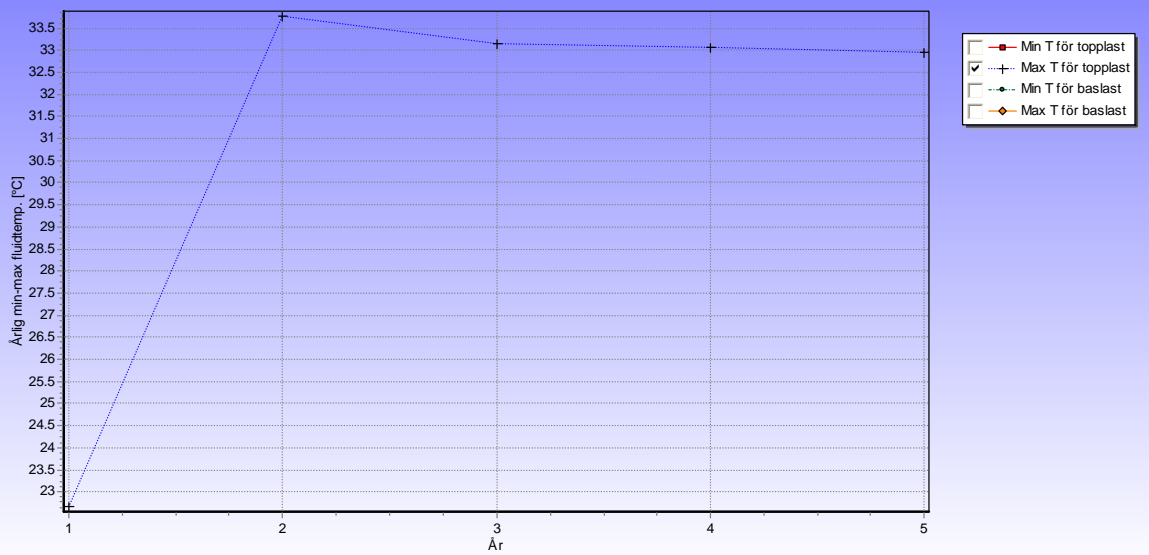
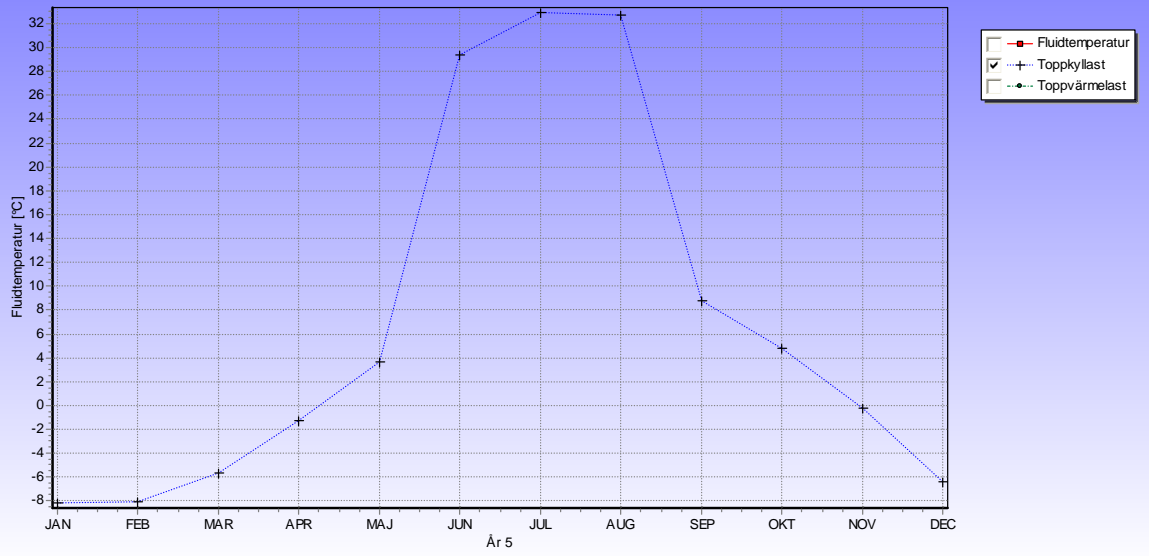
Tab.XX Temperaturer beroende av varigheten på maxlasten.

Temperaturer på köldbäraren maj, juni, juli, augusti	°C		
Varighet timmar \ År 5	Juni	Juli	Augusti
6	28,1	31,9	31,4
8	28,8	32,5	32,2
10	29,4	32,9	32,7
12	29,8	33,3	33,2

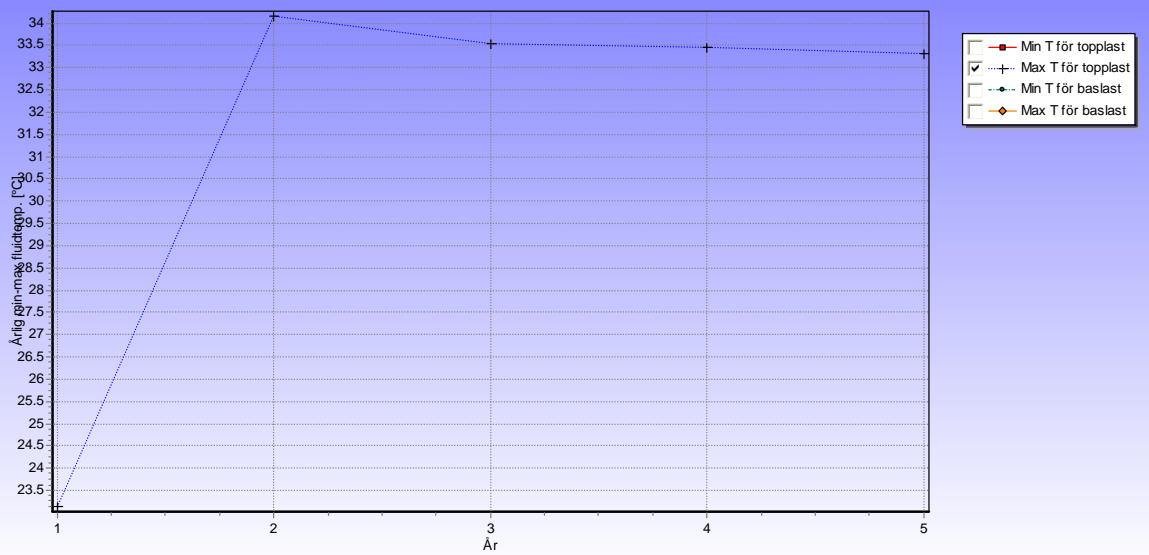
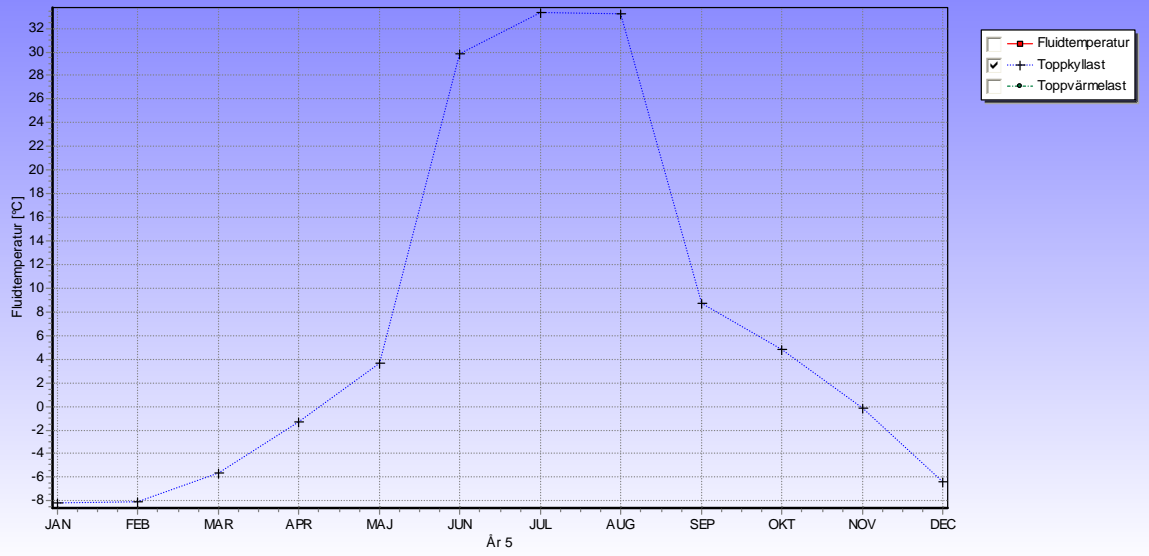
8 timmar, 5,5 MW



10 timmar



12 timmar



Utökning av antal borrhål

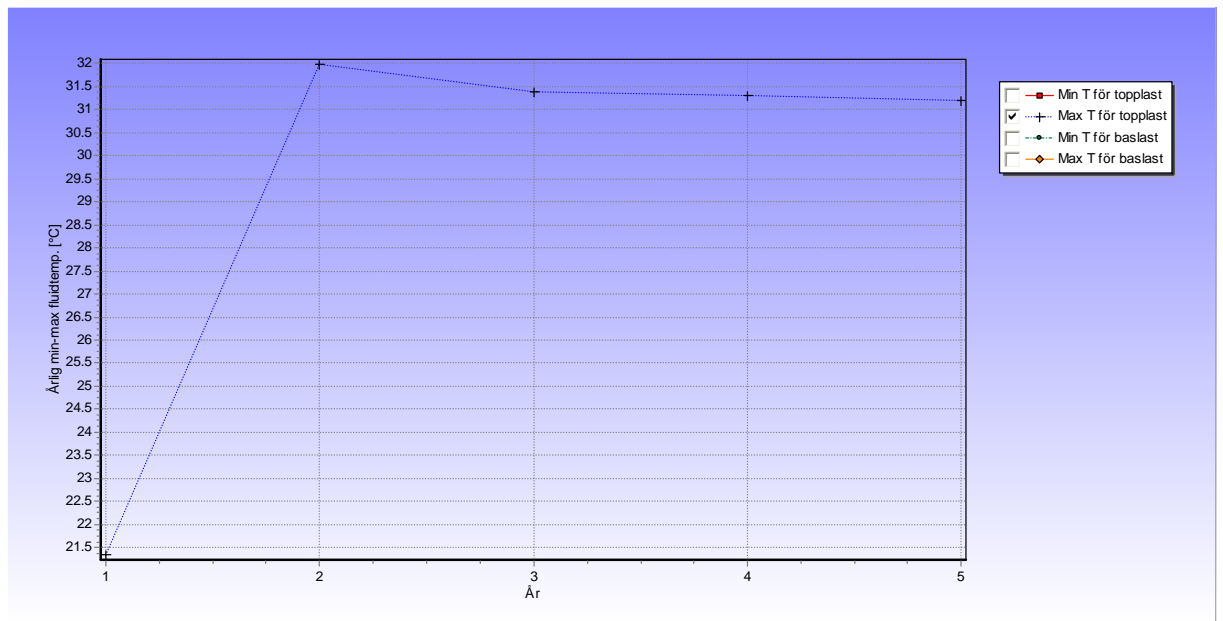
För att klara av en medeltemperatur på max 31,5 °C i köldbäraren krävs en lägre effektpåtryckning per meter borrhål. Detta betyder att fler antal brunnar krävs.

$$135 \text{ W/m} \rightarrow \frac{5500000 \text{ W}}{135 \text{ W/m}} = 40740 \text{ m} \rightarrow \frac{40740 \text{ m}}{173 \text{ m/borrhål}} = 236 \text{ borrhål}$$

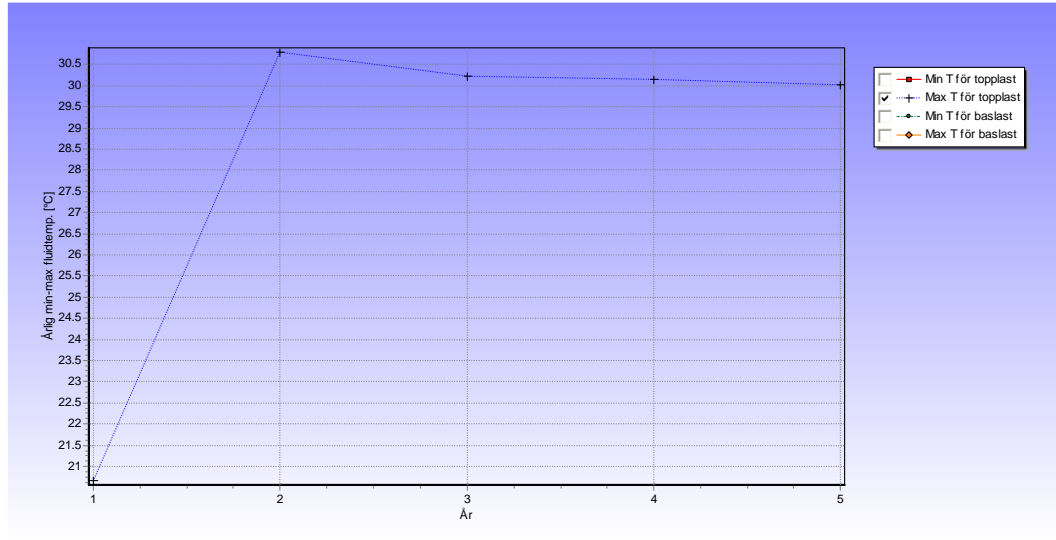
$$130 \text{ W/m} \rightarrow \frac{5500000 \text{ W}}{130 \text{ W/m}} = 42308 \text{ m} \rightarrow \frac{42308 \text{ m}}{173 \text{ m/borrhål}} = 245 \text{ borrhål}$$

Anpassning till EED samt till nuvarande brunnpark valdes att simulera 240 och 252 brunnar.

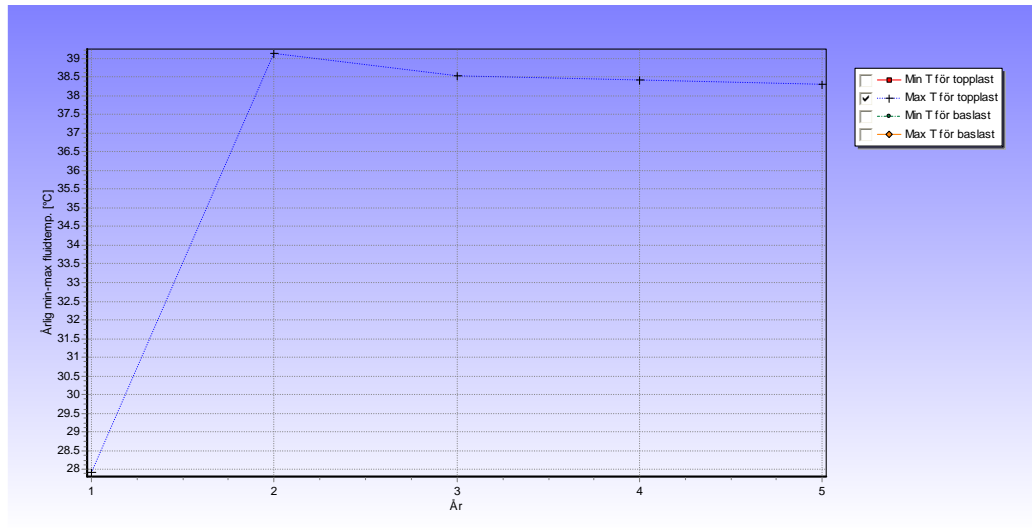
Max temperaturer i köldbärare vid 240 borrhål

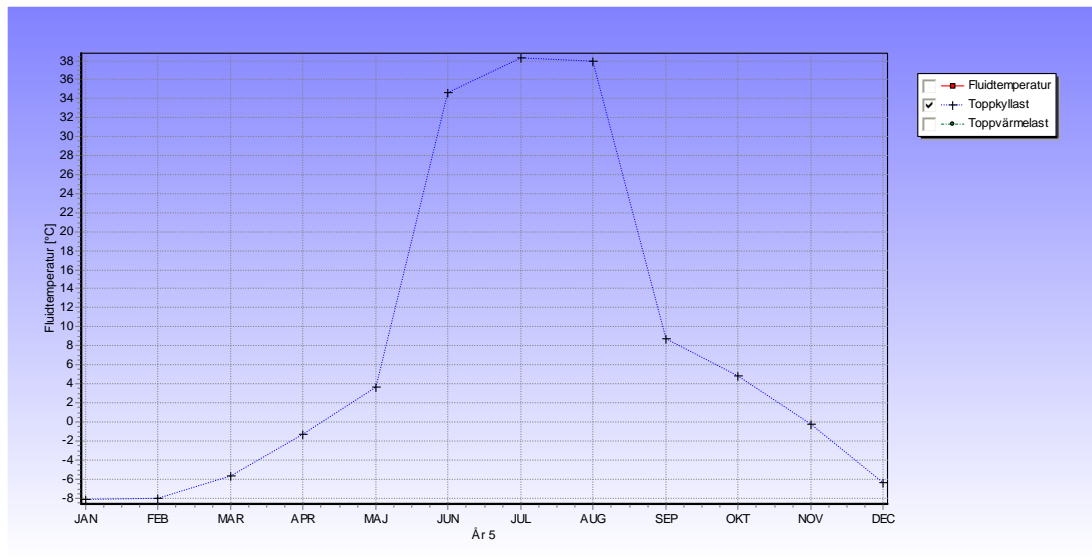


Max temperaturer i köldbärare vid 252 borrhål



Maxlast 7 MW





Hur många borrhål krävs för att klara av att hålla en medeltemperatur av 31,5° C dvs. 36 ° C till brunn och max 27° C tillbaka till energicentral?

Med påtryckningar av 5,5 MW så ligger effekttillförseln på ca 140 W/m detta är 37 W/m mindre än vid påtryckning av 7 MW. Med 140 W/m låg maximal temperatur kring 33° C medans vid 177 W/m var maxtemperaturen upp från brunnarna ca 38,5 ° C under de första fem åren. Med att beräkna nya sammanlagda borrhålsdjup och anta ett aktivt medeldjup på 173 m kan temperaturen på köldbäraren beräknas om igen.

$$140 \text{ W/m} \rightarrow \frac{7000000\text{W}}{140 \text{ W/m}} = 55\,000 \text{ m} \rightarrow \frac{55000\text{m}}{173 \text{ m/borrhål}} = 289 \text{ borrhål}$$

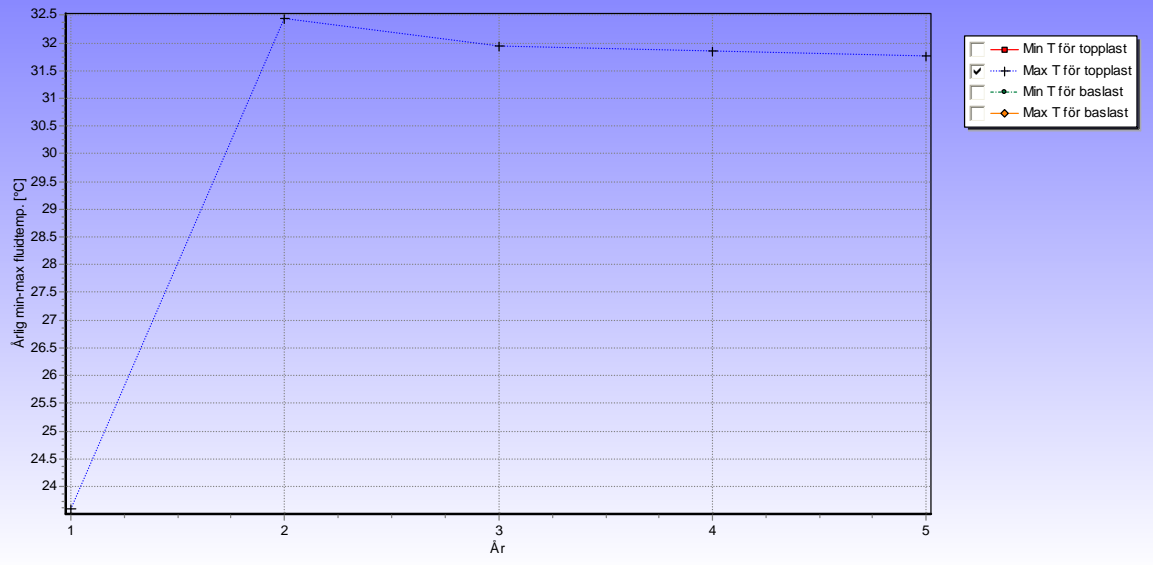
135 W/m → 300 borrhål

130 W/m → 311 borrhål

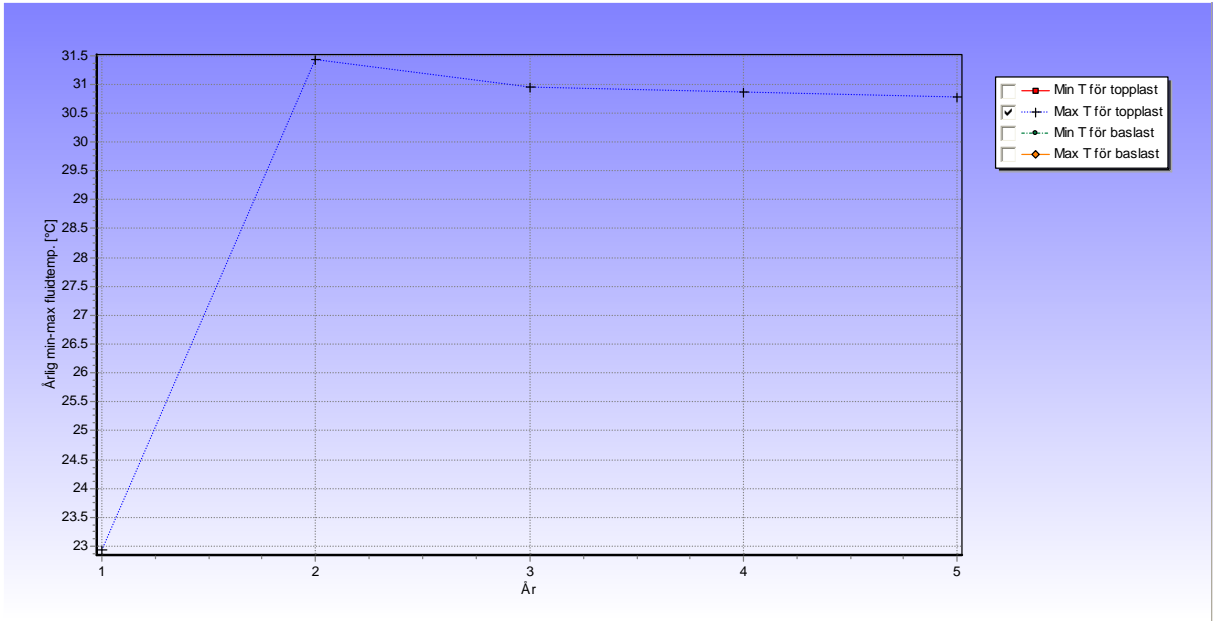
För att anpassa programmet EED och dess konfigureringar ändras antalet brunnar till 288, 300 och 312 borrhål.

Simuleringar 288, 300 och 311 borrhål

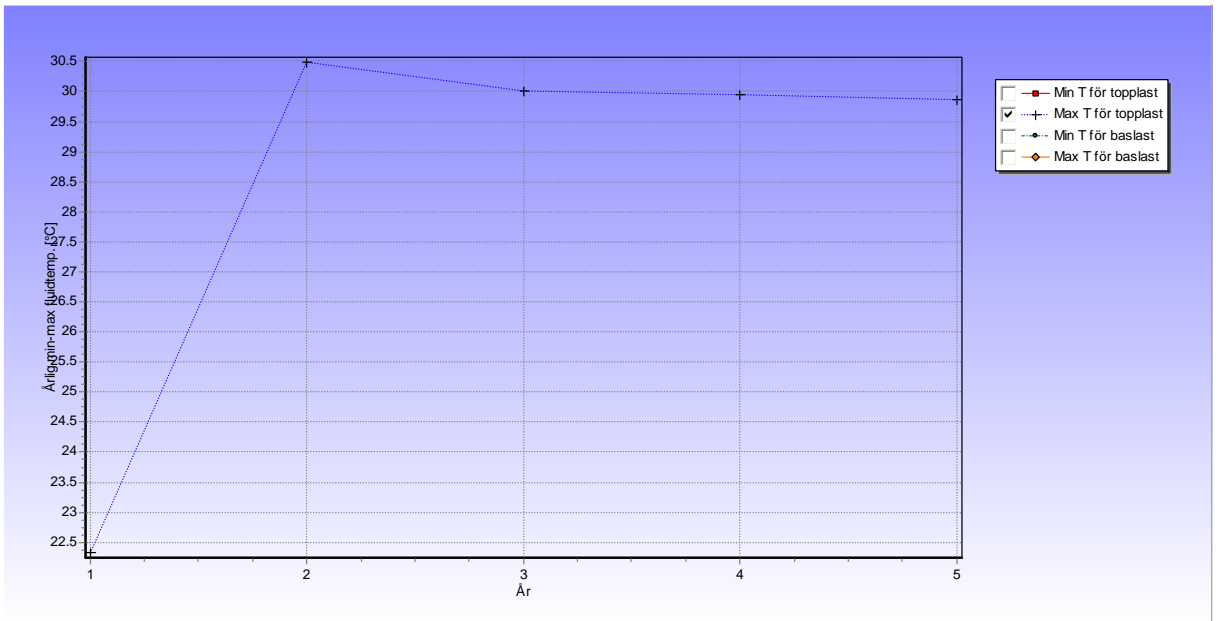
288



300 borrhål

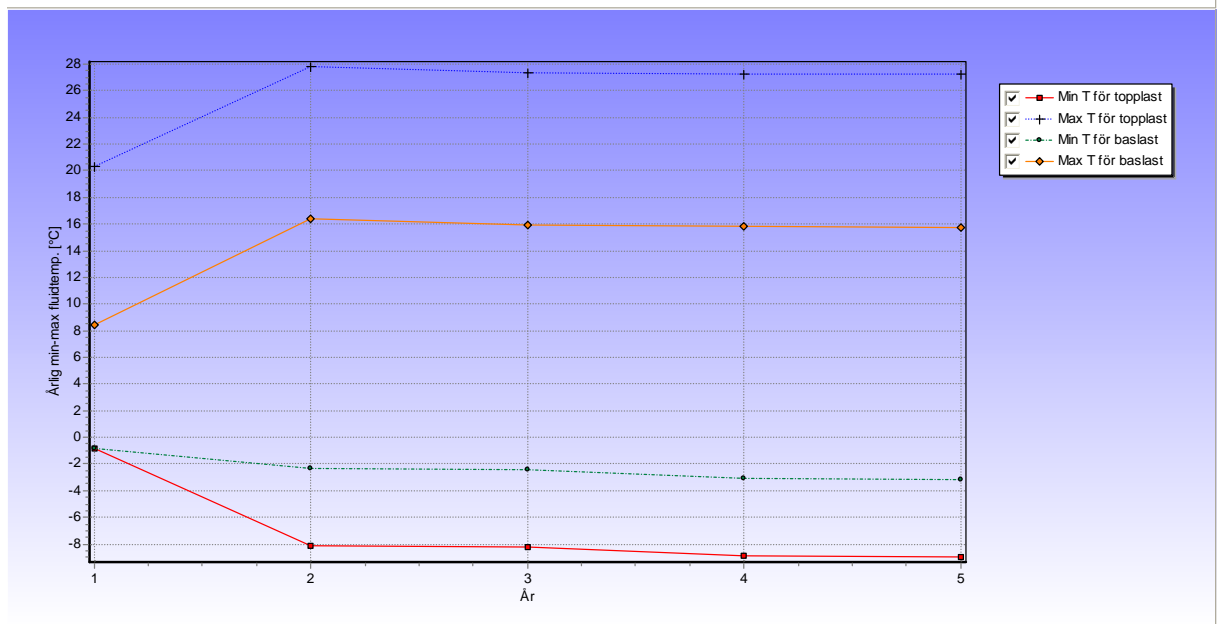
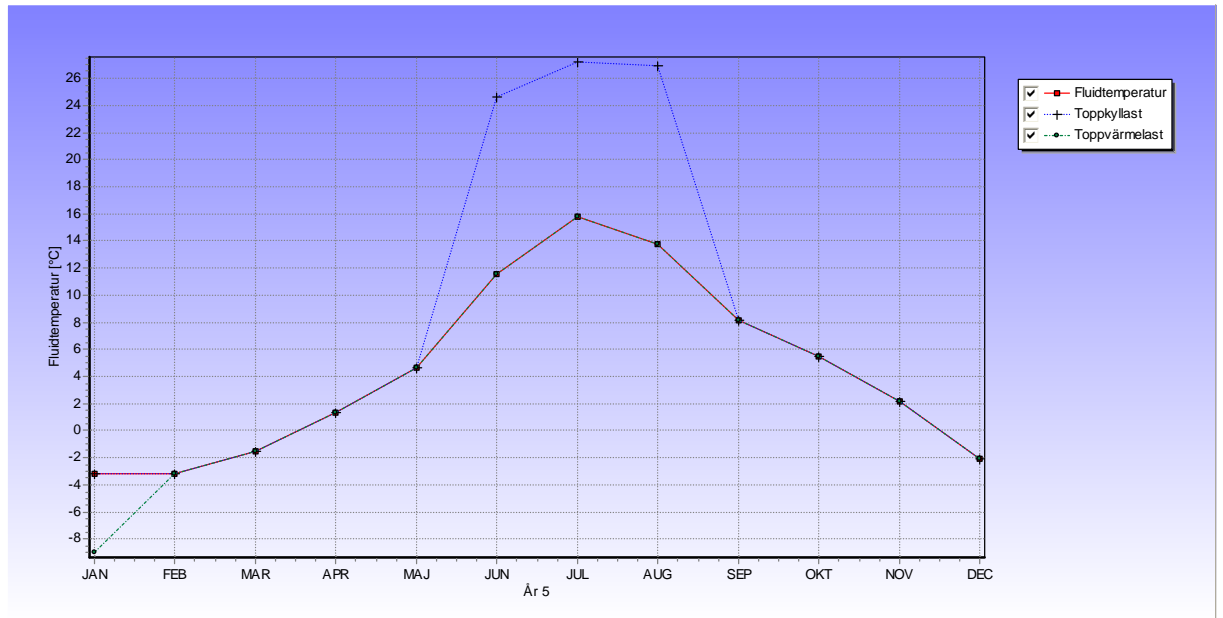


312 borrhål



Simuleringar 342 brunnar

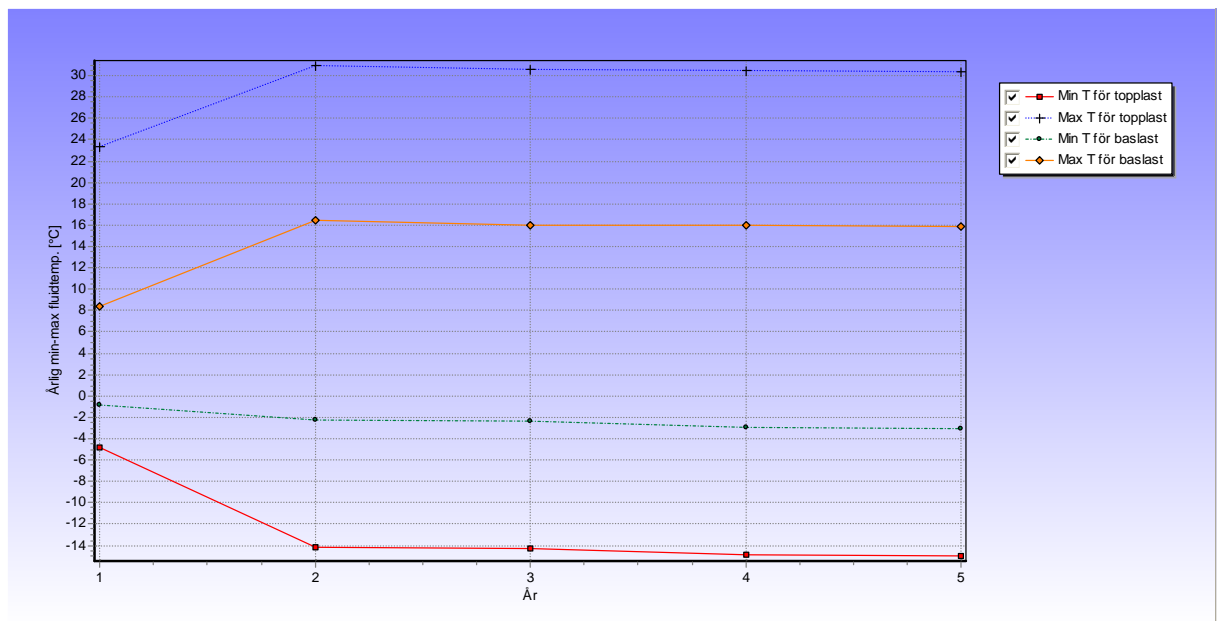
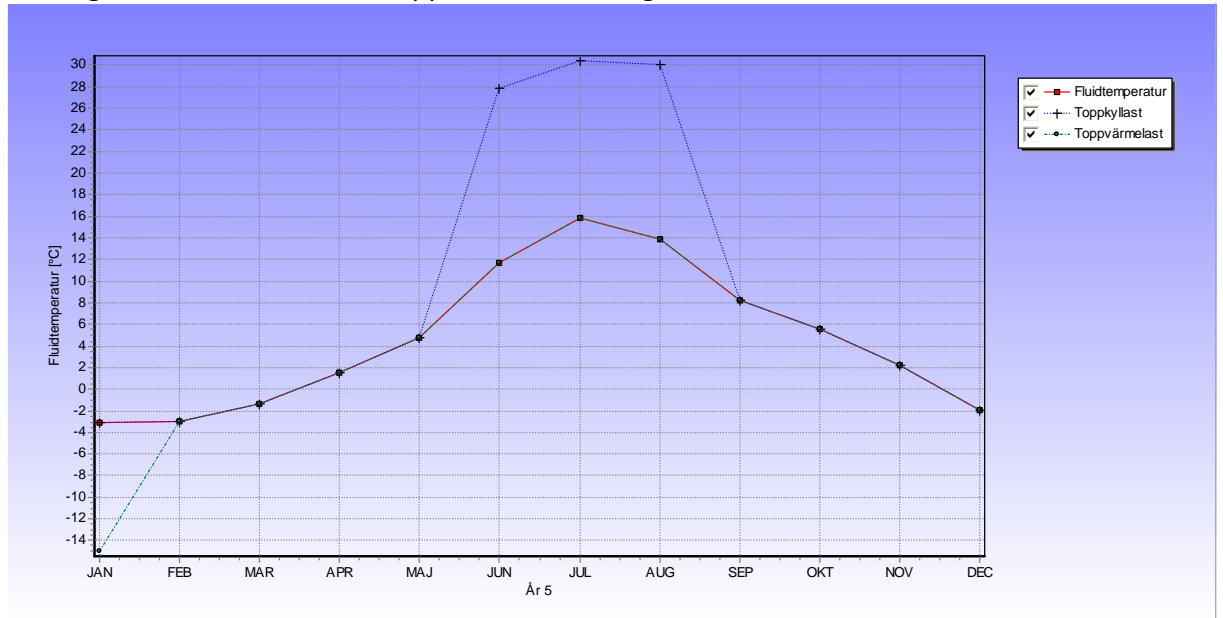
I utgångspunkt var lagret projekterat för 342 borrhål (3* 114). Simuleras med de beräknade lasterna dock med de tidigare projekterade toppkylasterna, dvs 7 MW.



Simulering med 2/3 av projekterad last

Eftersom lagret är 1/3 mindre än vad som var projekterat i utgångspunkt så simuleras lagret med 1/3 mindre last.

Detta ger 680 MWh i obalans upp och ner från lagret.



Bilaga 10 – Medeltemperaturer per månad i köldbäraren vid teoretiskt beräknade laster

BASLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]			
År	1	2	5
JAN	7.14	-7.02	-8.18
FEB	7.14	-6.83	-8.10
MAR	7.14	-4.13	-5.64
APR	7.14	0.58	-1.28
MAJ	7.14	5.40	3.62
JUN	7.14	15.41	14.03
JUL	7.14	21.08	20.25
AUG	7.14	17.56	17.21
SEP	9.08	8.85	8.75
OKT	5.37	5.11	4.82
NOV	0.83	0.64	-0.20
DEC	-4.76	-4.98	-6.42

BASLAST ÅR

Lägsta medelfluidtemperatur

Högsta medelfluidtemperatur

5

-8.18 °C vid slutet av JAN

20.25 °C vid slutet av JUL

Bilaga 11- Begränsningar i värme effektupptag

Begränsa det maximala effektuttaget					
SFP värme 3,9					
	Nuvarande W/m	Värme MWh	Max 40 W/m	Begränsning i levererad energi värme max MWh	
Januari	45,6	1766	40	1601,3	
Februari	41,1	1591	40	1562,2	
Mars	28,2	1091	28,2	1090,9	
April	9,6	370	9,6	370,2	
Maj	-8	-230	-8	-229,6	
Juni	-43,1	-1242	-43,1	-1241,8	
Juli	-59,8	-1721	-59,8	-1721,1	
Augusti	-42	-1208	-42	-1207,7	
September	-7	-202	-7	-202,2	
Oktober	7	275	7	274,7	
November	22,8	882	22,8	882,2	
December	41	1589	40	1559,5	
Max 30 W/m					
Januari	45,6	1766	30	1307,8	
Februari	41,1	1591	30	1297,1	
Mars	28,2	1091	28,2	1090,9	
April	9,6	370	9,6	370,2	
Maj	-8	-230	-8	-229,6	
Juni	-43,1	-1242	-43,1	-1241,8	
Juli	-59,8	-1721	-59,8	-1721,1	
Augusti	-42	-1208	-42	-1207,7	
September	-7	-202	-7	-202,2	
Oktober	7	275	7	274,7	
November	22,8	882	22,8	882,2	
December	41	1589	30	1266,0	

Bilaga 12 - Simuleringsunderlag för 2/3 av projekterad last

Månad	Nuvarande W/m	Värme MWh	2/3 av projekterad last [MWh]
Januari	45,6	1766	1177
Februari	41,1	1591	1061
Mars	28,2	1091	727
April	9,6	370	247
Maj	-8	-230	-153
Juni	-43,1	-1242	-828
Juli	-59,8	-1721	-1147
Augusti	-42	-1208	-805
September	-7	-202	-135
Oktober	7	275	183
November	22,8	882	588
December	41	1589	1059

Bilaga 13 - Egenskaper för HX24 och konvektivt värmeövergångstal h

Reynolds tal, värden från "Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants", Åke Melinder 1997
Fryspt -10 C

Temp.	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kgK]	μ [mPa s]	Pr	V [m/s]	k [W/mK]
40	1021	3910	1,12	8,6	0,6	0,511
30	1026	3890	1,39	10,5	0,6	0,513
20	1030	3865	1,82	14,3	0,6	0,493
10	1033	3840	2,51	20	0,6	0,482
0	1035	3820	3,52	28,5	0,6	0,471
-10	1037	3795	5,35	44,1	0,6	0,46

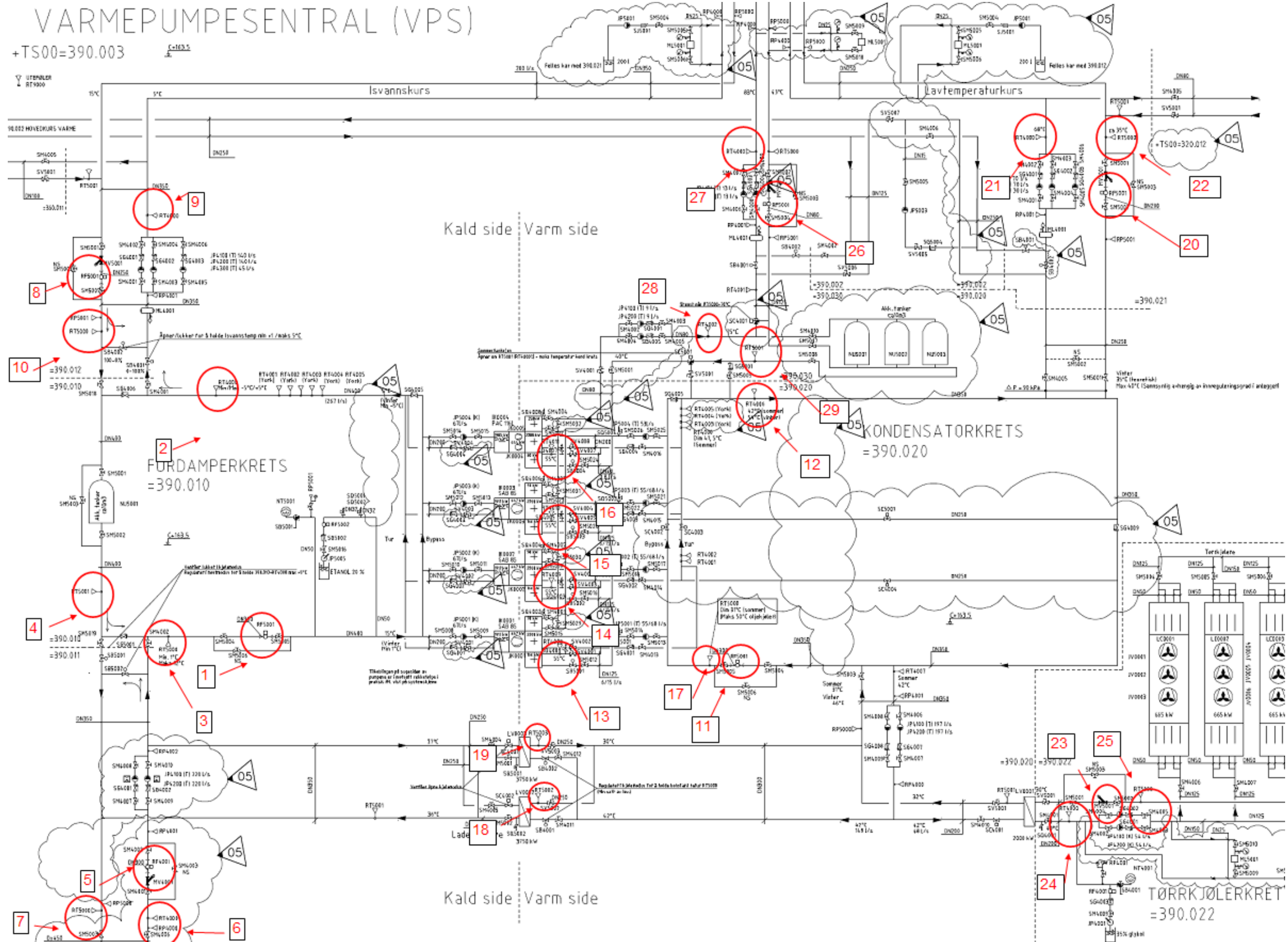
Beräknade värden värmeövergång vid olika temperaturer

*konstant volymflöde 0,65 l/s

Re	f	Nu	h [W/m ² K]
20957,0	0,0060	61,07	2285
16968,9	0,0063	56,01	2160
13010,3	0,0066	51,09	2103
9461,2	0,0071	44,08	1932
6759,6	0,0077	36,78	1718
4456,0	0,0084	28,03	1405

Bilaga 14 – Översikt för mätpunkter

Bilaga XX- Mätar placering i värmepumpscentralen



Bilaga 15- Mätresultat, januari-april 2009

Genomsnittligt effektbehov	Ttur brunn [oC]	P _{upptag}			P _{lågtemp.} [kW]	P _{lågtemp.vp} [kW]	P _{högtemp.} [kW]	P _{hgvvx} [kW]
		[kW]	Påterv.[kW]	Puppt.förång[kW]				
Januari	2	813	906	1748	2943	2254	527	64
Februari	1	888	817	1656	3676	2459	346	70
Mars	2	721	878	1598	2327	2247	394	49
April	5	189	700	887	690	1166	489	26
Genomsnittligt effektbehov [kW]		653	825	1472	2409	2032	439	52

Energibehov	Energiupptag brunnar [MWh]	Energiupptag återvinning [MWh]	Energi lev. låg [MWh]	Energi lev. vp [MWh]	Energi högtemp. [MWh]	Energi hgvvx. [MWh]
Januari	605	674	2189	1677	392	47
Februari	596	549	2470	1652	233	47
Mars	537	653	1731	1672	293	37
April	136	504	497	840	352	18
Energi MWh	1874	2380	6888	5841	1269	149

Bilaga 16 - Kostnadsökning pga ökad spetslast

Behov högtemp.	1269	MWh	
Lev. Hetgasvux	154	MWh	
Beräknat lev. Hetgasvux	825	MWh	*65% av energibehovet, beräknat
Mätad leverans från hetgasvux	149	MWh	*12%, mätat värde
Ökat behov av spetslast, el	676	MWh	
Elkostnader	1	kr/kWh	
Verkningsgrad elpanna	0,88		
Årligt energibehov högtemp.	3807	MWh	*antagit konstant behov
Total kostnadsökning, jan-apr 2009	768181,8182	kr	
Total årskostnadsökning	2304545,455		*Antagit konstant behov
Årlig användning av spetslast, el	3360	MWh	
Totala kostnader(inkl.verkningsgrad elpanna), nuvarande	3818182	kr	*B, total årlig intjäning

Bilaga 17- Största tillåtna investeringskostnad

$$STI = B \cdot \left(\frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} \right)$$

Reell ränta, r	0,14	år
Levnadstid, n	15	
STI	Kr	
COP 2	11760297	
COP 3	15657503	
COP 4	17606106	
COP 5	18775267	

COP	B [kr]
2	1914682
3	2549182
4	2866432
5	3056782

Bilaga 18 - CO₂ som kylmedium

CO₂, R744, är en kylmedium med 0 (1) i GWP-värde (Global Warming Potential) och är därmed en av de tre naturligt klassade köldbärarna. De andra två är R290 (propan) och R717 (ammoniak).

Några av de egenskaper som är utnämmande för CO₂ är

- Låg kritiska temperatur $t_{crit} = 31,1^{\circ}C$ och det samtidigt höga kritiska trycket på $p_{crit} = 73,8$ bar
- Transkritisk process vid normal värmepumpsprocess

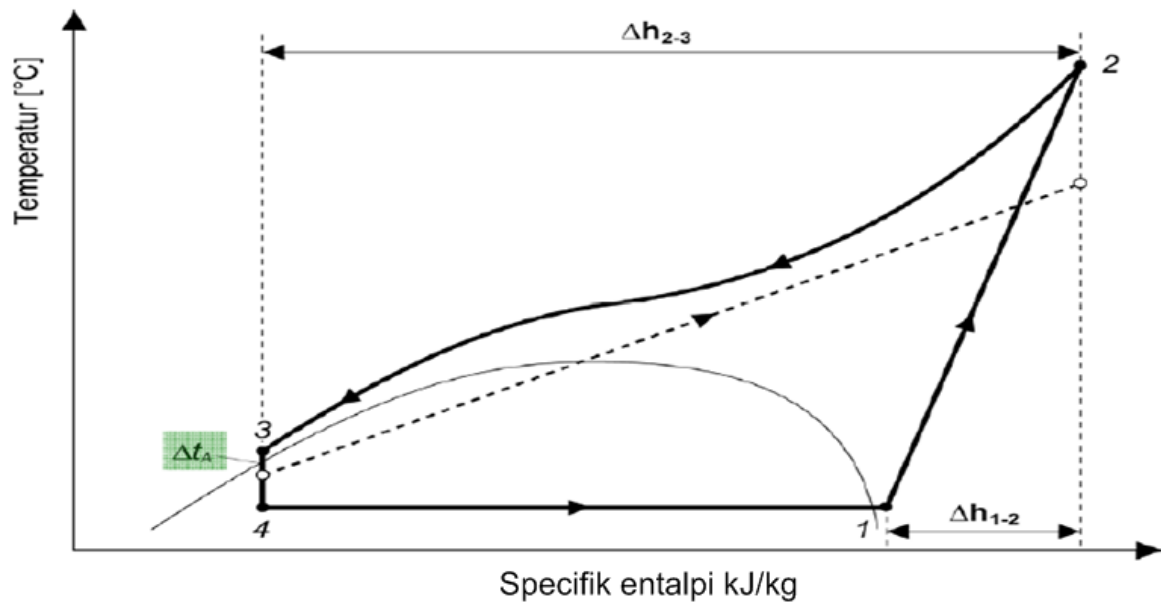
I tabellen nedan ses en översikt över olika kylmediums egenskaper. Där t_{crit} och p_{crit} för de olika köldbärarna är deras kritiska temperatur respektive kritiska tryck.

Olika kylmediums egenskaper (Stene, 2008)

Working fluid	Molecular mass	$t_N^{1)}$ [°C]	$t_{crit}^{2)}$ [°C]	$p_{crit}^{3)}$ [bar]	$t_{c-23bar}^{4)}$ [°C]	GWP ⁵⁾ [-]	Misc.
R404A	97,60	-46.5	74.4	37.3	50	3260	Blend
R407C	86.20	-43.6	86.7	46.2	52	1530	Blend
R410A	72.59	-50.5	72.1	49.3	38/53 ¹⁰⁾	1730	Blend
R134a	102.03	-26.1	101.1	40.7	74	1300	*
R717 ⁶⁾	17.03	-33.1	132.3	113.3	55/76 ¹¹⁾	0	Toxic
R290 ⁷⁾	44.10	-42.1	96.7	42.5	63	3	Flammable
R744 ⁸⁾	44.01	-78.4 ⁹⁾	31.1	73.8	-15	0 (1)	Transcrit.

Högt p_{crit} ger en hög gastäthet p vid en transkritisk process vilket i sin tur ger ett högt VHC (Volumetric Heating Capacity). Med ett högt VHC behövs mindre kompressorer än vid låg VHC. (Stene, J. 2008)

Lågt T_c leder till en transkritisk process då värmen ska avges över T_c . Värmeavgivelsen sker då i en gaskylare istället för i en kondensator där den varma CO₂ ångan kyls ner istället för att kondenseras. Detta ger en glidanade temperatur i gaskylaren, se figur nedan för principiell skiss.



Principiellt T-h diagram för transkritisk process med CO₂ som kylmedium vid uppvärmning av varmvatten (Stene, 2008)

Värmeupptaget sker subkritiskt (under kritisk punkt) vilket ger förångning av CO₂. Detta sker mellan punkt 4 och punkt 1 i figuren. Medan värmeavgivelsen i gaskylaren sker över kritisk punkt mellan punkt 2 och punkt 3 med en entalpi differans betecknad med Δh_{2-3} .

Kompressorarbete tillförs i punkt 1 till punkt 3 för att höja trycket till rätt gaskylartryck, visas i fig. XX som Δh_{1-2} .

$$\text{COP}_{\text{CO}_2\text{vp}} = \frac{\Delta h_{2-3}}{\Delta h_{1-2}} \quad [\text{XX}]$$

I $\text{COP}_{\text{CO}_2\text{vp}}$ ser man att det är viktigt med god avkylning av CO₂ innan den stryps ner till förångningstryck för att uppnå en god värmepumpsprocess. Det tillförda kompressorarbetet, Δh_{1-2} , är konstant för ett visst gaskylartryck.

Den glidande temperauren i gaskylaren ger god temperaturtillpassning för uppvärmning som har ett stor temperaturdifferans, ΔT . T.ex. Uppvärmning av tappvatten från låg temperatur till över 65° C och upp mot 90° C. Den streckade linjen som uppvärmning av tappvatten från en låg temperatur till en önskad uttempratur från gaskylaren, så kallad sättpunkt.

- Temperaturen på sättpunkten är avgörande för vilket gaskylartryck som måste användas.

Lutningen vattenlinjen (streckade) är beroende av massflödet på vattensidan där högre massflöde ger mindre lutning på linjen. Generellt ger en högre satt levererings temperatur ett högre optimalt tryck. (Stene, J. 2008)

Trycket i gaskylaren ligger ofta mellan 80-120 bar för uppvärmning av tappvatten vilket betyder att alla komponenter i värmepumpsanläggningen måste vara tryckklassade upp till 150 bar.

För att uppnå högt COP för processen är det viktigt att;

- Kylning av gasen så långt ner som möjligt innan strupning vilket ökar entalpi differansen i förångaren Δh_{4-1} och ökar värmeavgivningen i gaskylaren Δh_{2-3}
- Hitta optimala gaskylar trycket för levererings temperaturen och effekten som ger högst COP_{CO_2VP}

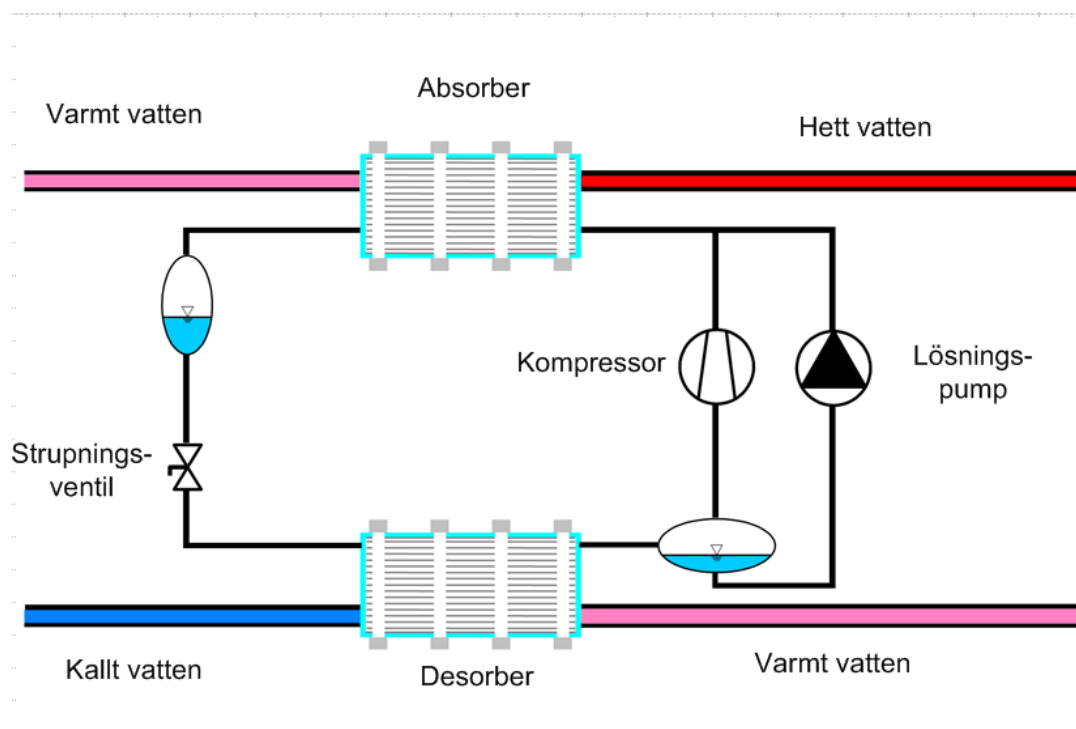
Några andra egenskaper som gör CO_2 till en bra kylmedium i värmepumpsprocesser:

- Brant kurva för $\Delta t / \Delta p$ ger låg temperaturförlust vid trycktapp
- Låg tryckratio, π , mellan förångningstryck och gaskylartryck, $p_{gc} / p_e = \pi$, typiskt mellan 3-4. Låg π ger högre kompressor effektivitet.
- Ej giftig vid läckage, förtränger dock O_2 .

Bilaga 19 - Absorber/desorber process med ammoniak och vatten

I en hybrid värmepump används absorbtion/desorbtionsteknik. Här så utnyttjas det olika egenskaperna hos vatten och ammoniak där reaktionerna mellan komponenter avger/tar upp värme. Mer information kring egenskaper av ren ammoniak se bilaga 20.

Efter värmeupptaget i desorbern är blandningen av ammoniak och vatten skild och den desorberade ammoniakgasen komprimeras upp till ett högre tryck och temperatur medan de vattenrika lösningen pumpas upp till samma tryck som ska till i absorbern. Här absorberas ammoniakgasen i vattenlösningen vilket utlöser en kraftig reaktion som bildar värme som värmes mot vattnet som ska värmas upp. Den nedkylda lösningen stryps ner till ett lägre tryck innan den förs tillbaka till desorbern. (Horntvedt, B. , 2001)



Hybridvärmepump (Hybrid Energys hemsida)

I motsättning till förångning, där de förutsätts att alla komponenter i en lösning förångas helt, så förutsätts det med desorbering att en komponent förångas. Desorberingen av ammoniak ur en ammoniak och vattenlösning är en sådan.

Den totala mängden energi som tas upp i desorbern kan delas upp i två delar:

$$\Delta h_{\text{liquid} \rightarrow \text{vapor}} + \Delta h_{\text{uppv. av liq.}} = q_{\text{desorber}}$$

Där $\Delta h_{\text{liquid} \rightarrow \text{vapor}}$ är den entalpin som behövs för att förångas ammoniak gasen medan $\Delta h_{\text{uppv. av liq.}}$ är energin som krävs för att höja temperaturen av den resterande lösningen.

(Radermacher, R.,1996)

Både upptagningen samt avgivningen av energi sker med så kallad glidande temperatur på både lösningen mellan ammoniak och vatten samt från energikällans sida. I en motströms värmeväxlare ger detta en god temperaturanpassning vilket i sin tur ger ett lågt LMTD.

I kompressionen av ammoniakgasen tillkommer kompressorvärmens samt gör tryckökningen att entalpin för denna del ökar. För lösningen som pumpas från vätskeskiljaren till absorbern tillkommer endast värmen från pumpen.

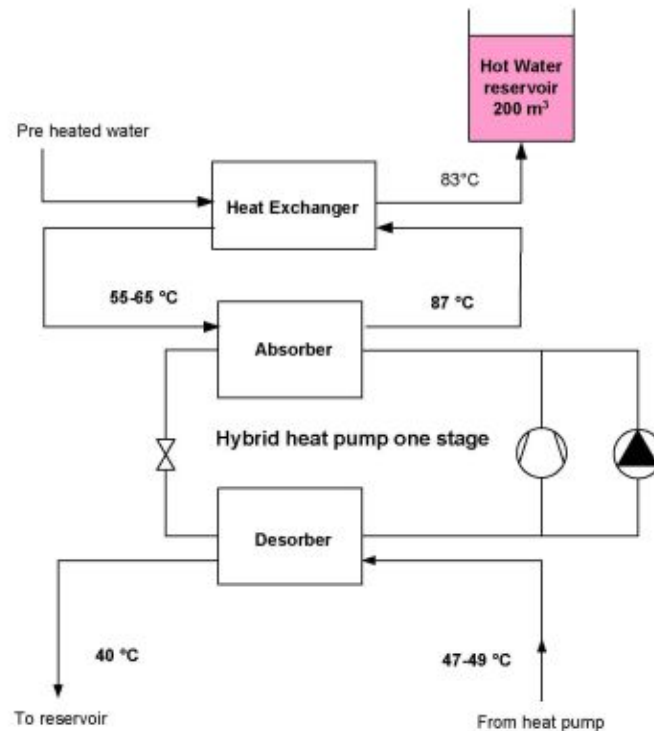
I absorbern avges alltså den värme som uppkommer vid reaktionen mellan komponenterna. I hybrid värmepumpen från Hybrid Energy så används standard platt värmeväxlare i både absorbern och desorbern. Dessa är helsvetsade i stål, eftersom ammoniak etsar koppar. Likasom i desorbern så består avgivningen av värme i absorbern, q_{absorber} , av två komponenter, första är fasskillnaden mellan gas och vätska, $\Delta h_{\text{vapor} \rightarrow \text{liquid}}$, för ammoniak och nedkylningen av den varma lösningen, $\Delta h_{\text{kyln. av liq.}}$; (Radermacher, R.,1996)

$$\Delta h_{\text{vapor} \rightarrow \text{liquid}} + \Delta h_{\text{kyln. av liq.}} = q_{\text{absorber}}$$

Med att ändra på cirkulerad mängd i hybridvärmepumpen med att öka/minska insugd volymströmmen genom kompressorn är det möjligt att ändra på temperaturlidningen i absorbern. Driften kan även styras med att ändra nivån i vätskeskiljaren som därmed styr temperaturen och effektavgivelsen i absorbern.

Notura Rudshøgda

På Notura Rudshøgda blev det på sommaren 2007 installerat en 650 kW hybrid värmepump som höjer temperaturen på det förvärmda vattnet från ca 50 °C till 86-87° C. (Horntvedt, B., 2009)



Systemuppbyggning Notura Rudshøgda hybrid värmepump.

Med ett maximalt effektbehov på 1,2 MW för högttemperaturskretsen så är två likadana system en möjlighet för ett system som Nye Ahus. Dock bör en ekonomisk analys göras om hela effektbehovet kan täckas eller om det sista topparna ska täckas med olja/el installationer.

Utifrån de värmepumpar/kylmaskiner som är installerade på Nye Ahus, för att täcka kylbehovet, så finns mer tillgänglig effekt kvar. Med maximalt tillgänglig effekt på 7,6 MW från värmepumparna så finns ett överskott på 3,2 MW på 48° C. I kylmodus levereras kondenseringstemperaturen på 36° C vilket även kan användas.

Bilaga 20 - Ammoniak som kylmedium

I Nye Ahus värmepumpscentral används ammoniak(NH₃, R717) som kylmedium.

Alla kylmedium har olika egenskaper, som både tillför fördelar och nackdelar i en värmepumpsprocess. Detta är viktigt att ta hänsyn till och välja kylmedium efter kriterierna för processen. Typiska egenskaper för ammoniak kan ses i tabell nedan.

Ammoniaks typiska egenskaper

Molvikt	17 g/mol
Kokpunkt vid 1,013 bar	-33 °C
Temperatur T _c	132,3 °C
Kritiskt tryck P _c	133,3 bar
Densitet vätska ρ _{liq}	618 kg/m ³
Specifik volym v _{gas}	0,3244 m ³ /kg
GWP	0
ODP	0
Kondenseringstemperatur vid	
-25 bar övertryck	58,2 °C
-40 bar	78,5 °C
Δh _e (vid 0 °C)	1262 kJ/kg

Vid det kritiska trycket P_c = 133,3 bar och dess temperatur T_c = 132,3 °C så övergår R717 in i superkritiskfas. Det kritiska trycket och temperaturen påverkar kylmediumets arbetsområden. Med moderata kondenseringstemperaturer, jämfört med den kritiska T_c, så pågår processen långt ner i två-fas kurvan, detta kan ses i fig. 22. Här är kurvan bredare och har därmed ett större förångningsentalpi Δh_e.

Med standard 25 bar övertryck, PN25, antas ett maximalt arbetstryck på 22 bar vilket är en säkerhetsmarginal på 10% . Med 22 bar som maximalt kondenseringstryck ges

- En begränsning i kondenseringstemperatur till T_{k, 22 bar} = 54,8 °C för ammoniak.

I 40 bars anlägg är den övre temperaturbegränsningen för ammoniak ca T_{k, 36 bar} = 74 °C.

- R717 förångningsentalpi Δh_e [kJ/kg] är kring 6 ggr högre än för andra kylmedium
- Ger minskat behov för kylmediumns massaström

Pga av låg densitet ρ så blir dock volymströmmen \dot{V} större, vilket påverkar kompressorstorleken detta enligt ;

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}_{ins} \text{ [kg/s]}$$

Där \dot{V}_{ins} är insugningsvolymen och är beroende av kompressorns levereringsgrad λ .

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{ins}}$$

VHC (Volume Heating Capacity) är för ammoniak relativt hög pga av det höga energiinnehållet i gasen. Dess låga densiteten drar dock ner den.

$$VHC = \rho \cdot q \text{ [kJ/m}^3\text{]}$$

Vid kompression av ammoniak gas så uppstår höga tryckrörstemperaturer vilket i sin tur ger risk för dekomponering av den tillförda oljan. För att undgå dekomponering är det viktigt att ej exponera arbetsmediet förlänge för de höga temperaturerna samt att temperaturerna ej bör överstiga 140-160 °C.

Ur lokal säkerhetssynpunkt så måste man ta hänsyn till ammoniakens giftighet och explosionsrisk. Klassifiseringen av kylmedium är med avseende på giftighet och brännbarhet. Ammoniak har då klass B2 som innebär (Varmepumpeveileder, 2008);

- Giftighet TLV* > 400ppm
- Moderat brännbarhet, LEL** > 3,5 volym%

* TLV – Threshold Limit Value

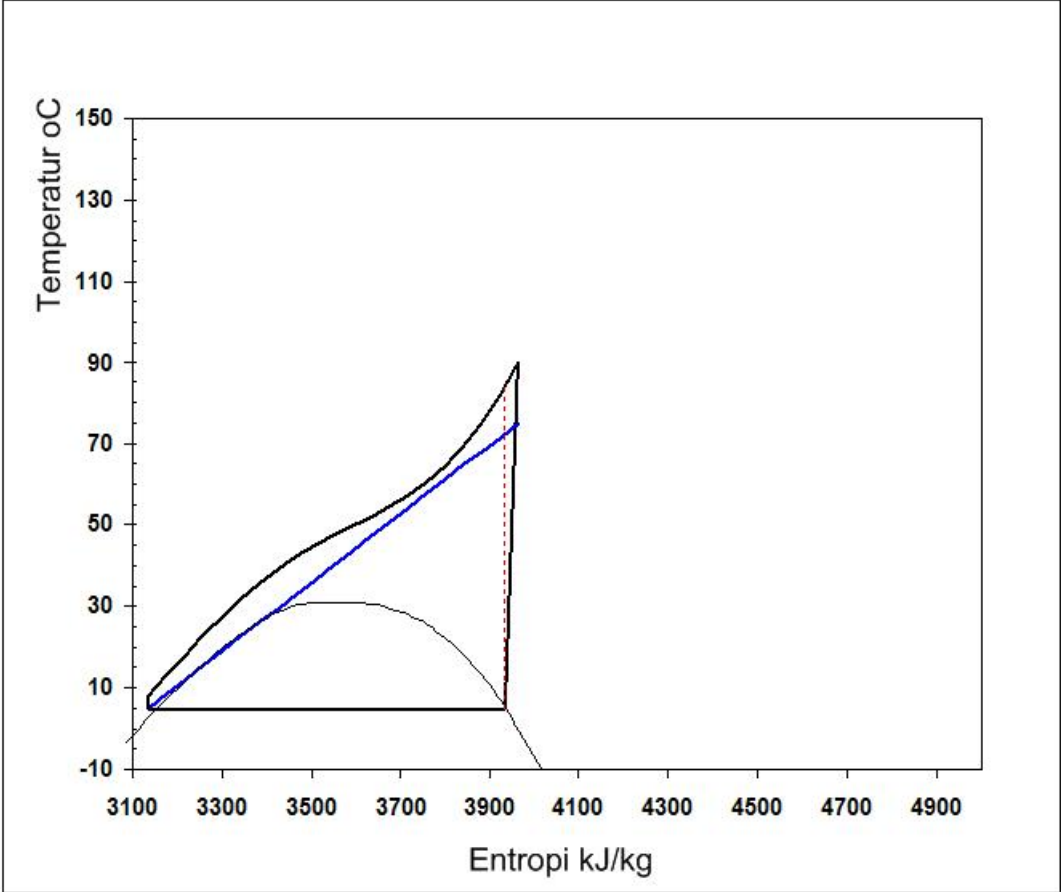
** LEL – Lower Explosion Value

Vid atmosfärstryck (1,013 bar) förångas ammoniak redan vid -33 °C. Vilket ger ammoniak i gasform vid normala rumförhållanden, $T_{omg} = 20$ °C $P = 1,013$ bar, med en densitet $\rho = 0,59$ kg/m³ som är lägre än luftens densitet. Vilket gör att gasen stiger uppåt.

Säkerhetssynpunkter som måste vara uppfyllda vid större ammoniaklägg är;

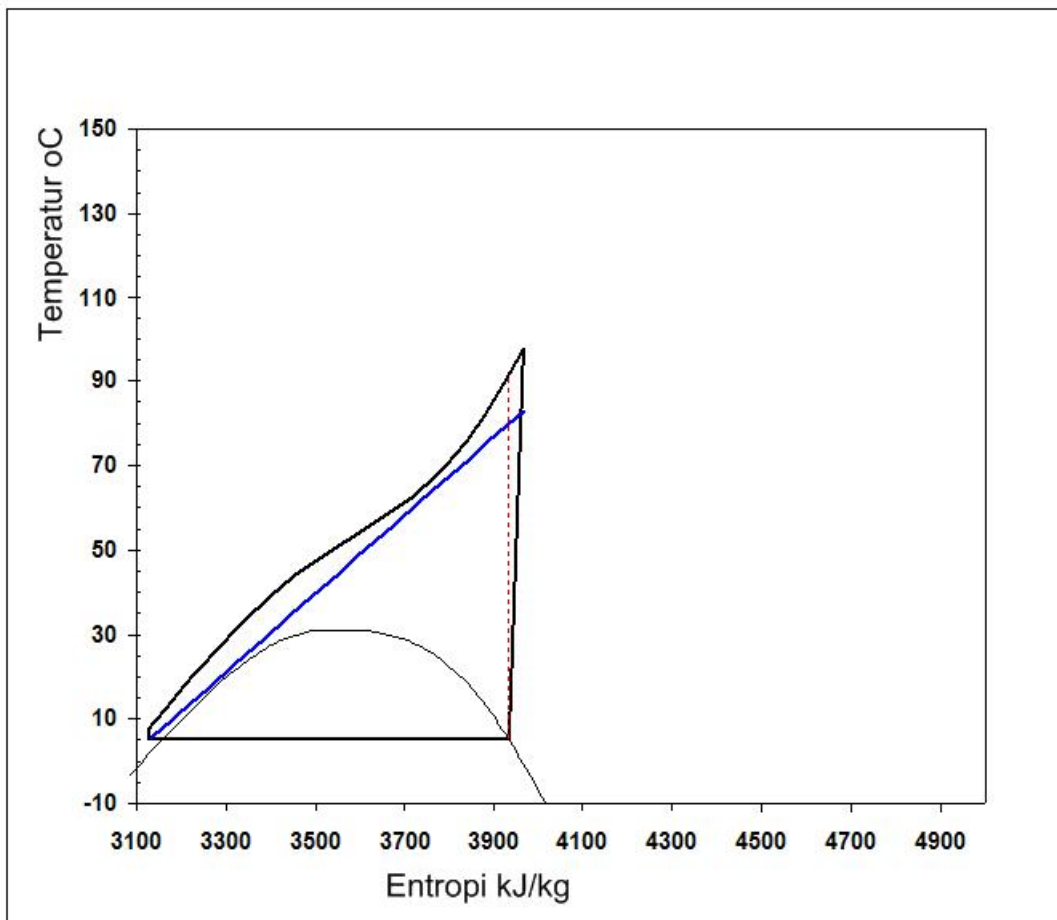
- Säkerhets ventilation
- Eget maskinrum- ej i samma rum som t.ex oljebrännare
- Brandsläckningsutrustning
- Undertryck i maskinrum- gasen ska ej kunna sprida sig till andra rum

Bilaga 21 - Uppvärmning av tappvatten från 5-75°C med CO₂-värmepump.



Uppvärmning av tappvatten från 5-75°C, 110 bars tryck i gaskylaren ger ett teoretiskt COP= 5,27.

Bilaga 22 - Uppvärmning av högtemperaturskurs från 43-83°C samt förvärmning av tappvatten från 5-40°C med CO₂-värmepump.



Uppvärmning från 43-83°C och förvärmning av tappvatten från 5-40°C i en förenklad process framvisning.
Teoretiskt COP = 4,9 med ett tryck i gaskylaren på 120 bar.

Bilaga 23 – EcoCute systemlösningar

ΜΑΥΕΚΑΨΑ
MYCOM



HOT

Eco Cute

COLD

**FIRST CO₂ HEAT PUMP
COOL AND HEAT SIMULTANEOUSLY
EASILY HEATS UP WATER
UP TO +90°C (+194°F)**

Water Heat Source EcoCute

Environmentally friendly

Eco Cute is a heat pump system that generates hot water by recovering heat energy from any waste heat source. It uses CO₂, a natural refrigerant, instead of chemical refrigerants normally used in other heat pumps. The Eco Cute contributes to the protection of the global environment. It is also clean & safe, there is no combustion used to produce heat which means there are no NOx or CO₂ discharged into the atmosphere. The overall CO₂ emission is dramatically cut down.

Refrigerant	CO ₂	R134A	R407C	R410C
Ozone Layer Depletion Potential	0	0	0	0
Global Warming Potential	1	1,300	1,600	1,900

Eco Cute the leader in heat pumps!

Highly efficient operation Eco Cute can produce a COP* of 8.0. This will continually save you energy compared to other heat pumps.

*COP (Coefficient of Performance) is a unit that compares the heat output divided by the consumption of the electricity. The larger the number, the more efficient the system would be. A typical COP for a commercial heat pump is between 3 and 4 units transferred per unit of electric energy supplied.

Mayekawa Eco Cute COP can be as high as 8.

Low operation cost

The Eco Cute can refrigerate chilled water and ice thermal storage at night, making the most of night time energy incentive programs. When compared with other combustion machines + air-cooled chiller systems, The Eco Cute running costs are 1/3 less.

The best of both worlds,

Refrigerates and Heats at the same time

Eco Cute is best suited for medium to large scale facilities. It can efficiently produce high quality hot water for both the industrial and the commercial use. Eco Cute has the ability to maintain a water-supply up to 22,000L at 90 °C.

Preventing bacteria with continuously circulated heat

Eco Cute can operate with 65 °C inlet and 90 °C outlet making Eco Cute an effective tool in the prevention bacteria growth within the water. Stop problems like Legionella and other bacteria by easily maintaining 60 °C temp of storage water.

Matching your application

Allow us to suggest system that can help to cut down the running cost and the CO₂ emission, yet provide you with a high quality heating and cooling operation.

Highly powerful, but compact

While the hot water supply ability is 30kW and highly powerful, the dimensions are very compact which only requires 1.3m² as the installation space.

Tapping into the potential of your geothermal heat is possible!

Eco Cute generates 90 °C hot water from -5 °C / 23 °F (endothermic side) to -10 °C / 14 °F supply water. Geothermal application is possible.

Large range in feed-water pressure

The pressure of feed-water to Eco Cute is from 0.15MPa / 2.18Psi up to 0.49MPa / 69.6Psi.

MYCOM-made CO₂ compressors

MYCOM's compressors are developed with the best of Mayekawa's knowledge and experience. Eco Cute is equipped with highly efficient reciprocating compressors that support high pressure found in CO₂.

EcoCute

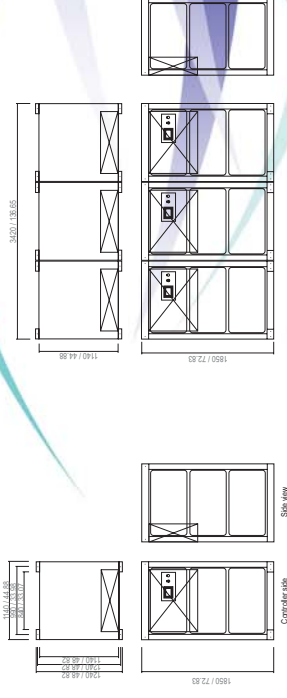
Water Heat Source

Maximum COPT 8.0

Environmental, Energy-Saving, Economical

Eco Cute Outer Dimensions (mm / inch)

1 Eco Cute ■ 3 Eco Cutes



Eco Cute Specifications

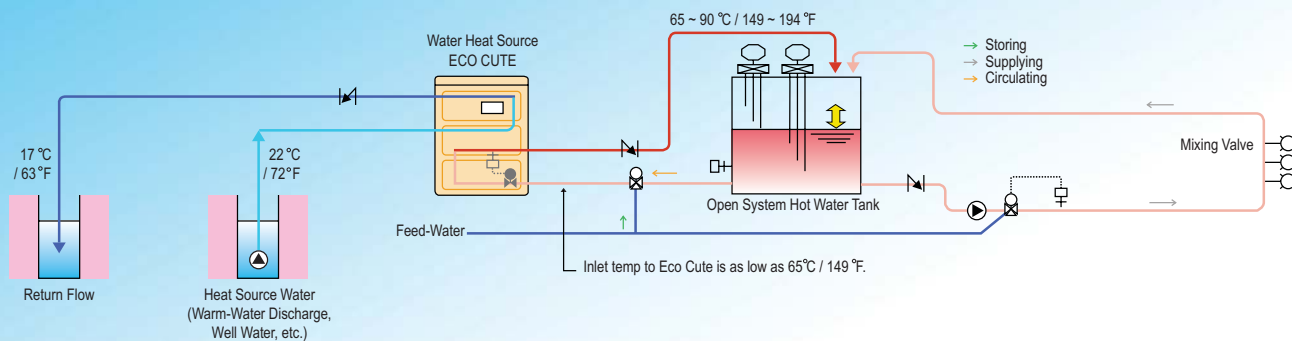
Type	PG Cooling	Water Cooling	Heat Recovery
Performance		HWW-2HTC	
Heating Capacity [kW] (feed water 17 °C/63 °F → 65 °C/149 °F)	44.0	75.0	93.0
Cooling Capacity [kW] (brine -5 °C/23 °F → 3 °C/36 °F)	31.5	57.4	---
Heating Capacity [kW] (heat source water 22 °C/72 °F → 17 °C/63 °F)	---	---	75.2
Power Consumption [kW]	15.5	20.6	20.8
Power	3φAC200V 50Hz/60Hz		
Outer Dimensions (mm[inch])	W1,140 [44 7/8] x L1,140 [44 7/8] x H1,850 [72 7/8]		
Weight (kg [lbs])	1,000 [2205]		
Compressor	Semi Hermetic 2 Cylinder Reciprocating Compressor MAYEKAWA 2HT		
Model	25		
Motor Designated Output [kW]	Rc3/4 (20A)		
Connecting Port	Feeding Port and Supplying Port		
Diameter	Brine Rc2 (50A)		
Range of Use (°C [°F])	Feed water temperature at heating side 5-65 [41-149] (when 90 [194] outlet), 5-40 [41-104] (when 65 [149] outlet)		
	Supplied water temperature 65 ~ 90 [149 ~ 194]		
	Inlet temperature at cooling side -5 ~ +20 [23-68]		
	Outlet temperature at cooling side -10 ~ +20 [14-68]		
	9-25 [48-77]		
	5-20 [41-68]		
	9-25 [48-77]		
	5-20 [41-68]		

Installation Examples

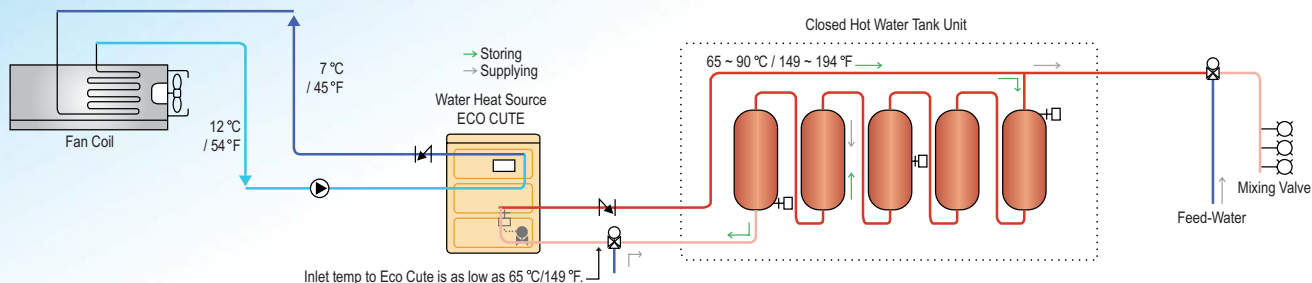


Examples of System Planning

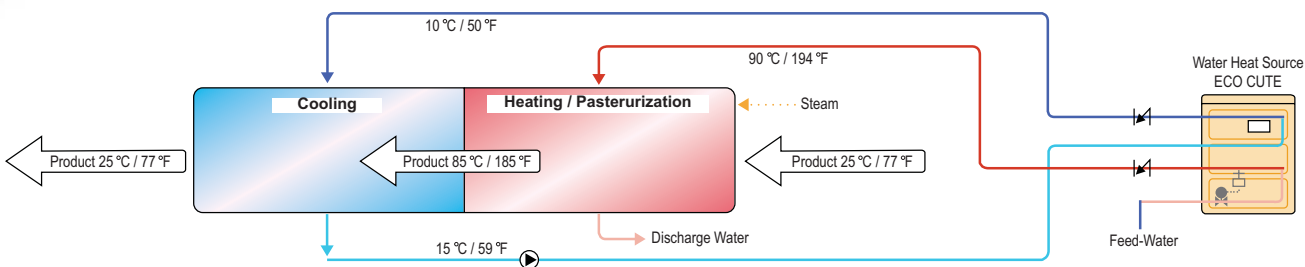
Heat Recovery Type



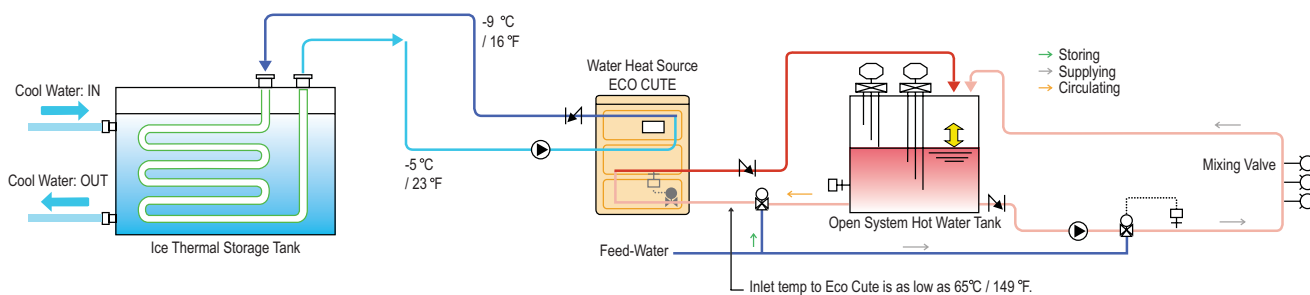
Water Cooled System / Air Conditioning + Hot Water Supply



Water Cooled System / Air Conditioning + Hot Water Supply, Pasteurization



Brine Cooled / Ice Thermal Storage + Hot Water Supply



Notes for Piping Work

- Install a pressure reducing valve and a check valve on the water supply pipe.
- Adjust the water supply pressure between 0.15 and 0.49MPa (21.8 and 69.6Psi).
- After installing Eco Cute, apply piping and heat insulation work for the area between Eco cute and the hot water tank.
- If there is a possible freezeup on the water supply pump in the winter, apply antifreeze.

Notes for Electrical Work

- Electrical work needs to be done by a certified electrician.
- Ground treatment is required.
- A leak breaker is required to be installed on the power supply.
- Follow the regulation for the sizes of leak breaker and lines. The line must be a dedicated line.
- The machinery on the tank side, the system control panel, and the type of cable will vary, depending on the specification of the hot water tank, the machinery on the tank side. Contact your local Mayekawa office for the specification.

*The information on this brochure is subject to change without notice.

MAYEKAWA
MYCOM
www.mayekawa.co.jp/en/index.html

Tokyo (JAPAN) Head Office 2-13-1 Botan, Koto-Ku, Tokyo, 135-8482 Jpn Phone: +81-3-3642-8185 Fax: +81-3-3643-7094