NTNU
Det skapende universitet

Analyse av høytemperatur ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg ved NTNU

Hanna Risnes

Master i energi og miljø
Innlevert: juni 2015
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT
Medveileder: Ulf Larsen, EPTEC Energi AS
Bjørn Ove Fjørtoft, EPTEC Energi AS
Olav Høyem, NTNU Drift

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

NTNU
Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet

Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2015-71

MASTEROPPGAVE

for

Student Hanna Risnes

Våren 2015

Analyse av høytemperatur ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg ved NTNU

Analysis of a High-Temperature Ammonia Chiller and Heat Pump Plant at NTNU

Bakgrunn og målsetting

I Byggteknisk 1, Høgskoleringen 7A, ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU), Gløshaugen ble det i 2014 installert et kombinert kjøle- og høytemperatur varmepumpeanlegg. Anlegget består av to aggregater, hver med henholdsvis 400 kW og 600 kW nominell kjøle- og varmeytelse, og kan levere varme opp mot 80 °C. Anleggets hovedoppgave er å kjøle isvannskretsen som er tilkoblet Byggteknisk 1 og Realfagbygget (ringledning), og dekke bl.a. hele kjølebehovet til superdatamaskinene ved Tungregnesenteret. Det er benyttet teknologi og systemløsninger slik at mest mulig av overskuddsvarmen fra anlegget skal kunne gjenvinnes og leveres til det interne fjernvarmenettet ved Gløshaugen. Eventuell overskuddsvarme fra anlegget vår, sommer og høst avgis til en tørrkjøler på taket av Byggteknisk 1. Høytemperatur-anlegget benytter ammoniakk (R717, NH_3) som arbeidsmedium. Dette er et medium som bidrar til høy effektfaktor (COP) for anlegget, men mediet har den ulempe at det er klassifisert som meget giftig og moderat brennbart (klasse B2 i henhold til EN378). De to aggregatene er bl.a. utstyrt med avansert kompressorteknologi og kompakte, høyeffektive varmevekslere. For å ivareta sikkerheten på anlegget er aggregatene og maskinrommet utstyrt med omfattende sikkerhetssystemer.

Studenten skal gjennomføre en grundig analyse av kjøle- og varmepumpeanlegget med utgangspunkt i beskrivelsen og midlertidig analyse i Prosjektoppgaven. Analysen i Masteroppgaven skal bl.a. baseres på måledata fra NTNUs driftssentral. Det skal også presenteres og diskuteres forslag til forbedringer med hensyn til utforming og drift av anlegget.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Dyptgående presentasjon og analyse av kjøle- og varmepumpeanleggets ytelse, effektfaktor (COP) og driftstekniske egenskaper basert på måledata fra NTNUs driftssentral
2. Analyse av aggregatenes utforming, bl.a. bruken av flere varmevekslere på varm side, for å øke varmeytelse og effektfaktor (COP)
3. Sammenlikning og vurdering av ulike alternative kjøle- og varmegjenvinningsløsninger for prosesskjøleanlegg med relativt konstante kjølelaster (serverkjøling, KR-kjøling osv.).

4. Vurdering av dagens påkrevde og mulige sikkerhetstiltak i ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg i større bygninger i tettbygde strøk

****

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

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

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

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

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

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

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

☐ Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningsteknisk, varmeteknisk)

☒ Feltarbeid (anleggsbesøk)

NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, 14. januar 2015

Olav Bolland
Instituttleder

Jørn Stene
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e): Ulf Larsen, Eptec Energi AS (Moss)
Bjørn Ove Fjørtoft, Eptec Energi AS (Trondheim)
Olav Høyem, NTNU Drift

Sammendrag

Et kombinert kjøle- og varmepumpeanlegg for datakjøling på NTNU er studert i denne oppgaven. Anlegget er et ett-trinns anlegg som består av to aggregater, hver med ca. 400 kW kjølekapasitet og ca. 600 kW nominell varmeytelse. De to aggregatene er av trykklasse 40 bar (Aggregat 1) og 52 bar (Aggregat 2), og benytter ammoniakk (R717, NH_3) som arbeidsmedium. Anlegget er tilknyttet det interne isvannsnettet og det interne fjernvarmenettet på Gløshaugen, og er dimensjonert for 7/12 °C på fordampersiden og maksimalt 65/80 °C på varm side. På varm side er vanntemperatur-økningen delt i 65°C -72°C på Aggregat 1 og 72°C -80 °C på Aggregat 2.

Det er hele 7 varmevekslere i serie på anleggets høytrykksside. Deres rekkefølge og prosentvise bidrag til total varmeytelser er i et referansepunkt beregnet til å være som følger: kondensator (35 %), oljekjøler (11%) og overheter (0,7 %) i Aggregat 1, og underkjøler (9%), oljekjøler (17%), kondensator (25%) og overheter (2,2%) i Aggregat 2. Alle varmevekslere er av typen plate-mantel, unntatt fordamper (par-sveiset plateveksler) og overheter (rørkjel).

Ammoniakk er som arbeidsmedium kjent for sine termofysikalske overlegne kvaliteter, men også for svært høye trykkgasstemperaturer. Disse holdes lave på dette anlegget ved bruk av svært god oljekjøling på de to høy-teknologiske twin-skruekompressorene, og et effektivt oljeretursystem med oljekjøler. Senkningen i trykkgasstemperatur ved bruk av oljekjøling er betydelig (106 og 168 °C i henholdsvis Aggregat 1 og Aggregat 2), og gir lave trykkgasstemperaturer på 70-90 °C.

Gjennomsnittlig effektfaktor, COP (*Coefficient of Performance),* på anlegget er funnet til å være ca. 1,7 for kjøling og ca. 2,7 for varme. Dette gir totalt ca. 4,4 i totalt energiutbytte, og anlegget gir ca. 75% reduksjon i energiforbruk sammenlignet med et rent elektrisk system ($\eta_{el} = 1$). Videre er fall i COP påvist å være ca. 2 % per °C økning i inngående vanntemperatur på varm side av anlegget.

Kompressorene, og dermed anleggets ytelse, reguleres ved bruk av både turtalls- og sleideregulering, fra henholdsvis 100-50% og 50-10% ytelse. Gjennom målinger er COP vist å synke drastisk ved bruk av sleideregulering, og effektiviteten synker med 0,7-1,5 % per prosent reduksjon i kjøleytelse.

Anlegget er i sammenligning med to alternative anlegg for prosesskjøling vist å være et effektivt anlegg, spesielt ettersom det kun har ett kompresjonstrinn. Den forventede varmeleveransen fra de tre sammenlignede anleggene er vist å være tilnærmet lik. Teoretisk årsgjennomsnittlig COP er høyest ved det analyserte anlegget (ca. 4,2). Målte verdier er imidlertid funnet å avvike fra dette (ca. 3,2).

Ammoniakk er en svært giftig gass, og anlegget har derfor et høyteknologisk og velutstyrt sikkerhetssystem for deteksjon og håndtering av eventuelle gassutslipp. Dagens sikkerhetskrav er funnet til å være unisone i hele den vestlige verden, og gir gode retningslinjer for å sikre fortsatt lave tall for ammoniakkulykker innen kjøleteknikk.

Abstract

A combined ammonia liquid chiller and heat pump system for computer cooling has been analysed in this Master's thesis. The system is installed at the university campus Gløshaugen at NTNU, and is connected to the internal heating and cooling grid on campus. The chiller/heat pump system consists of two chillers, each having a nominal cooling capacity of 400 kW and approximately 600 kW heat recuperation from the process cooling. The system is designed as a 7/12°C system on the evaporator side, and maximum 65/80 °C on the high-pressure side.

The chillers utilize the most modern kind of high-pressure twin-screw compressors and an advanced and efficient oil return system. This drastically lower the discharge gas temperatures, which tend to be a challenge when working with ammonia. The temperature drop in discharge gas temperatures has been found to be 106°C and 168 °C, and discharge gas temperatures therefore end up between 70-90°C.

The high-pressure side consists of seven heat exchangers in series, each designed for an optimal temperature fit against the water temperature passing through the heat exchanger. The first chiller (design pressure 40 bar, max. 65/72°C water temperature) is equipped with condenser, oil cooler, and a desuperheater, whereas the second chiller (design pressure 52 bar, max. 72/80 °C water temperature) also harvests energy via a sub cooler, in addition to the same heat exchangers as in Chiller one. The heat exchangers' contribution to the total heating capacity has been found to be as follows: condenser (35%), oil cooler (11%) and desuperheater (0,7 %) in Chiller one, and sub-cooler (9%), oil cooler (17 %), condenser (25 %) and desuperheater (2,2%) in Chiller two.

The compressors, and thus the cooling capacity of the chillers, are controlled by using both variable speed drive (VSD) and slide valve control. Through measurements COP has been shown to fall drastically when using slide valve control, and the efficiency factor is reduced by 0,7%-1,5 % per percentage reduction in cooling capacity.

The system as a whole was found to have an average COP for heating of 2,7 and an average COP for cooling of 1,7 over the analysis period. As the system utilizes both types of energy this results in a total energy COP of approximately 4,4, which equals an energy saving of approx. 75 %, compared to using electricity for both cooling and heating (assuming $\eta_{el}=1$). COP for the system has also been found to decrease with approximately 2% per °C increase in incoming water temperature in the high temperature side.

In a theoretical comparison with two alternative technologies for high temperature heat recuperation from process cooling, the system at hand has been shown to be superior in terms of annual costs, annual expected heat capacity and average COP over the year (4,2). However, when using measured curves for COP, the average COP is found to be only 3,2.

Ammonia is a highly toxic gas, and the system is equipped with high-technological safety systems with water-scrubber to handle the unlikely event of an ammonia emission. The regulations regarding ammonia safety in western world refrigeration have been found to be unanimous, and to provide proper guidelines to continue the trend of extremely low casualty rates with regards to ammonia accidents in refrigeration systems.

Forord

Trondheim, 12. Juni 2015

Denne masteroppgaven er, sammen med prosjektoppgaven jeg skrev høstsemesteret 2014, mitt avsluttende arbeid på NTNU, og mastergraden min i Energi og Miljø ved Institutt for Energi og Prosessteknikk (EPT) og fakultet for Informasjonsteknologi, Matematikk og Elektroteknikk (IME). Oppgaven er skrevet våren 2015, og er vektet til 30 studiepoeng.

Jeg vil først og fremst få takke min hovedveileder, Jørn Stene (COWI/NTNU), for uvurderlig hjelp, støtte, tålmodighet og god veiledning.

Jeg vil også takke mine gode hjelpere på NTNU Driftssentralen; Olav Høyem, Bjørn Berg og mest av alle Øystein Engan. De har gitt meg fritt spillerom innenfor hva som faktisk var mulig å studere ved anlegget, og realisert alle ønsker om tester jeg har kommet med. De har gitt tips og fremmet mange interessante ideer som har ført til at jeg fikk rettet fokus mot det som var verdt å studere i det som virket som et tidvis uendelig datamateriale.

Det går også en takk til EPTEC Energi AS, og til Ulf Larsen og Bjørn-Ove Fjørtoft. Takk for et godt arbeidsmateriale og svar på utallige mailer og spørsmål over det siste året. Jeg ønsker også å rette en takk til Rolf Sonderkamp, nå avtrappet daglig leder i EPTEC Energi AS. Han gjorde analysen jeg har presentert i denne oppgaven langt mer interessant ved å bestille nye følere etter jeg i arbeidet med prosjektoppgaven i høstsemesteret kartla at de gamle ikke var av høy nok nøyaktighetsgrad.

Sist, men ikke minst, vil jeg takke menneskene i min private sfære som har gjort dette arbeidet mulig gjennom sin støtte og oppmuntring. Det har vært essensielt å ha gode venner på lesesalen og en familie som alltid backer opp for å sikre at oppgaven ikke seilet akterut.

Og en siste takk til NTNU, EPT og IME for 5 fantastiske år.

Hanna Risnes

1 Innholdsfortegnelse

Sammendrag ..... **i**

Abstract ..... **ii**

Forord ..... **iv**

1 Innholdsfortegnelse ..... **v**

2 Figurliste ..... **xi**

3 Tabelliste ..... **xvi**

4 Forkortelser ..... **xviii**

5 Nomenklatur ..... **xix**

6 Innledning **1**

6.1 Grønn IT *1*

6.1.1 Frikjøling som kjøleløsning 3

6.1.2 Kjøleanlegg med varmegjenvinning som kjøleløsning 5

6.2 Innledende presentasjon av anlegget *7*

7 Anlegget **10**

7.1 Plassering i Byggteknisk 1 ..... *10*

7.2 Anleggets innkobling i fjernvarme- og isvannsnett *11*

7.2.1 Trykkskille 12

7.2.2 Utetemperaturkompensering 14

7.2.3 Oppbygning av isvannsnettet og anleggets innkobling 19

7.2.4 Anleggets innkobling på varm side 21

7.3 Reguleringsstrategi *22*

7.3.1 Kald side 22

7.3.2 Varm side 22

7.4 Måleutrustning *23*

7.5 Ammoniakk som arbeidsmedium *26*

7.5.1 Termofysikalske egenskaper 26

7.5.2 Giftighet og andre ulemper ved bruk av ammoniakk 29

8 Teoretiske betraktninger 31

8.1 Metode 31

8.2 Benyttede dataverktøy 31

8.3 Log p/h-diagram og input-data for den teoretiske prosessen 32

8.3.2 Diskusjon av teoretiske betraktninger 38

9 Referansepunktsanalyse 39

9.1 Valg av referansepunkt 39

9.2 Data målt i referansepunktet 40

9.2.1 Kommentarer til målte data i referansepunktet 43

9.2.2 Termodynamiske diagram for referansepunktet 44

9.2.3 Diskusjon av referansepunktsanalysen 54

9.2.4 Avvik i referansepunktet 56

10 Analyse av datalogging over tid 60

10.1 Motivasjon for valg av fokusområder 60

10.2 Tidsaspekter i betraktningen av anlegget 61

10.2.1 Langtidsanalyse 62

10.2.2 Ukesanalyse 72

10.2.3 Døgnanalyse 77

10.2.4 Ytelse ved varierende temperatur over lang tid 83

11 Kompressor 87

11.1 Kompressorene på anlegget 88

11.2 Motor 90

11.3 Kompressorregulering 92

11.3.1 Turtallsregulering 92

11.3.2 Sleideregulering 92

11.3.3 Endring av sleideposisjon på reguleringssleiden 93

11.3.4 V_i-sleiden 94

11.3.5 Elektroniske sensorer for måling av sleideposisjon 97

11.4 Tap i kompressoren 97

11.5 Test av COP ved ulike reguleringsformer – "sleidetest" *99*

11.5.2 Resultater 100

12 Analyse av anleggets varmevekslere 104

12.1 Generelt om valg av type varmeveksler *105*

12.2 Fordamper *106*

12.3 Underkjøler *108*

12.3.1 Arbeidsprinsipp 108

12.3.2 Underkjøler på dette anlegget 109

12.4 Kondensator *111*

12.4.1 Arbeidsprinsipp 111

12.4.2 Plassering 111

12.4.3 Virkemåte 112

12.4.4 Tekniske data 113

12.5 Oljekjøler og oljeretursystemet *114*

12.5.1 Arbeidsprinsipp 114

12.5.2 Tekniske data 114

12.5.3 Plassering 116

12.6 Overheter *117*

12.6.1 Arbeidsprinsipp 117

12.6.2 Overheterne på dette anlegget 118

12.6.3 Senket kondenseringstemperatur 120

12.7 Oppsummering av teknisk dokumentasjon på varmevekslerne *122*

12.8 Tørrkjølerkrets *123*

13 Stresstest: "Varme-test" 125

13.1 Motivasjon *125*

13.2 Utførelse *125*

13.3 Resultater *126*

13.3.1 Varme- og kjøleytelser 126

13.3.2 Isvannstemperaturer 128

13.3.3 COP 129

13.3.4 Motoreffekt og turtall 131

13.3.5 Målte bidrag fra de ulike varmevekslerne under varme-testen 134

13.3.6 Aggregat 1 135

13.3.7 Aggregat 2 136

13.3.8 Diskusjon av endret fordeling av varmeytelse 138

14 Forslag til forbedringer 140

14.1 Varmevekslere 140

14.2 Instrumentering 140

14.2.1 Massestrømmåling på kjølemediesiden 140

14.2.2 Individuell vannstrømmåling på kald side 141

14.2.3 Temperaturfølere 141

14.3 To-trinns anlegg 141

14.4 Temperaturnivå i isvannskretsen 144

15 Sikkerhetssystemer for ammoniakk 145

15.1 Ammoniakk som kuldemedium 145

15.2 Lover og forskrifter på verdensbasis 146

15.3 Klassifisering av ammoniakk 147

15.4 Krav til ammoniakkanlegg 148

15.5 Ulykker erfart med kjøle- og varmepumpeanlegg med ammoniakk 149

15.6 Ammoniakkteknologi i bruk i dagens anlegg 151

15.6.1 Skrubber 151

15.6.2 Eksempelanlegg uten skrubber: Høgskolen i Lillehammer 152

15.7 Fremtidens lovgivning 153

16 Kjøle- og varmegjenvinningsløsninger for prosessanlegg med relativt konstant kjølelast ... 156

16.1 Alternative metoder for varmegjenvinning 157

16.2 Presentasjon av to alternative teknologier 158

16.2.1 Alternativ 1: To-trinns ammoniakkanlegg 158

16.2.2 Alternativ 2: To-trinns kaskadeanlegg med kombinasjon av varmepumpe og hybrid/absorpsjons varmepumpe 161

16.3 Lønnsomhetsanalyse 164

16.3.1 Om lønnsomhetsanalyser for kjøle- og varmepumpeanlegg 164

16.3.2 Bakgrunnsinformasjon 165

16.4 Sammenligning av ytelser og COP 167

16.5 Beregnet mulig varmeleveranse fra de alternative anleggene 168

16.5.1 Avvik mellom prosjektert verdi og målt verdi 169

16.6 Kapitalkostnader 170

17 Feilkilder og måleusikkerhet 171

17.1 Måleusikkerhet 171

17.2 Virkelige vannstrømmer 174

17.3 Eksakte avvik i temperaturfølerne 176

18 Diskusjon 179

18.1 Varme- og kjøleytelser 179

18.1.1 Kjøleytelser 179

18.1.2 Varmeytelser 180

18.2 COP 181

18.2.1 Gjennomsnittlig COP over tid 181

18.2.2 COP i referansepunktet 181

18.2.3 COP ved ulike reguleringsformer 182

18.3 Drift 182

18.4 Lønnsomhet 183

18.5 Utfordringer i arbeidet som har svekket analysen 184

18.5.1 Dataverktøy 184

18.5.2 Manglende og varierende teknisk grunnlag 184

18.5.3 Målefeil og ingen mulighet til å måle avvik 185

18.5.4 For bredt omfang 185

19 Konklusjon 186

20 Kilder **188**

21 Vedlegg **A-1**

2 Figurliste

Figur 1: Bilde fra innsiden av Green Mountain, ... 4

Figur 2: Bilde av Byggteknisk 1 og kart over campusområdet på NTNU Gløshaugen..... 7

Figur 3: Forenklet systemskjema for anlegget 8

Figur 4: Anlegget og dets plassering i det smale rommet i Byggteknisk 1..... 10

Figur 5: Oversikt over det interne fjernvarmenettet på Gløshaugen. 11

Figur 6: Det interne isvannsnettet på sydlig ende av Campus Gløshaugen. 12

Figur 8: Utetemperatur-kompenseringskurver for turtemperatur i det interne fjernvarmenettet ("Ringen") og for Byggteknisk 1..... 15

Figur 9 : Utetemperatur-kompenseringskurver for ulike bygg på Campus Gløshaugen 16

Figur 10: Estimert kurve for returtemperatur i det interne fjernvarmenettet, samt reguleringskurve for turtemperatur. 17

Figur 11: Virkelige målte tur- og returtemperaturer fra Hovedvarmeveksler-sentralen på Gløshaugen. 18

Figur 12: Kjølebehovene og kjølemaskinene tilkoblet isvannsnettet på Gløshaugen. 19

Figur 13:Anleggets innkobling på kald side, vist i SD-anlegget..... 20

Figur 14: Anleggets innkobling i internt fjernvarmenett 21

Figur 17: Log p/h-diagram for prosessforløp uten tap, ... 33

Figur 18: Aggregat 1 simulert i CoolPack 36

Figur 19: Aggregat 2 simulert i CoolPack 37

Figur 25: Anleggets ytelser over tid. 64

Figur 26: Midlere ytelser for anlegget over langtidsloggingen ved økende inngående vanntemperatur på anlegget. 65

Figur 27: Anleggets COP over langtidsloggingen mellom 26.02.15-05.05.15. 66

Figur 28: Midlere COP for anlegget over langtidsanalyse-perioden sortert per inngående vanntemperatur til anlegget. 67

Figur 29: Midlere utgående vanntemperatur fra anlegget ved økende inngående vanntemperatur. 68

Figur 30: Isvannstemperaturer på anlegget mellom 26.02.15-05.05.15..... 69

Figur 31: Variasjoner i vannstrømmer på anlegget over langtidsanalyse-perioden..... 70

Figur 32: Ukesvariasjoner i anleggets ytelse, 11.-19.04.15. 72

Figur 33: Ukes-variasjoner i isvannstemperaturer inn og ut av anlegget..... 74

Figur 34: Variasjon i vanntemperaturer over ukesanalysen..... 75

Figur 35: Vannmengder over ukesanalyse-perioden..... 76

Figur 36: Ytelsesvariasjon over et referansedøgn (18.03.15). 77

Figur 37: COP over referansedøgnet 18.mars 2015..... 78

Figur 38: Vannmengder på kald side over referansedøgnet..... 80

Figur 39: Vannmengder på varm side av anlegget..... 80

Figur 40: Variasjon i isvanns- og utetemperaturer i løpet av referansedøgnet. 81

Figur 41: Variasjon i inngående og utgående vanntemperatur på varm side av anlegget i løpet av referansedøgnet 18.03.15..... 82

Figur 42: Midlere ytelser ved økende inngående vanntemperatur på anlegget..... 85

Figur 43: Bilde av innsiden av kompressoren..... 88

Figur 44: Kompressortverrsnitt..... 89

Figur 45: Virkningsgrad og driftskarakteristikker for el-motoren i Aggregat 2 (52 bar). 91

Figur 46: Systemskjema for posisjonsendring på reguleringssleiden. 93

Figur 47: Overkompresjons-forløp i et p-V diagram 95

Figur 48: Magnetventilene for endring av V_i-sleidens posisjon. 96

Figur 49: Elektronisk sensor for måling av sleideposisjon. 97

Figur 50: Motorvirkningsgrader, η_m, for ulike motortyper. 98

Figur 51: Fall i COP ved synkende kjøleytelse for Aggregat 1 100

Figur 52: Trendlinjer for COP kjøling for Aggregat 1 under sleidetesten. 101

Figur 53: Fall i COP ved synkende kjøleytelse for Aggregat 2. 102

Figur 54: Trendlinjer for COP under sleidetesten. 102

Figur 56: Strømningen i fordamperne. 107

Figur 57: Det tradisjonelle arbeidsområdet for en underkjøler og en overheter 108

Figur 58: Bilde av underkjøleren på anlegget 109

Figur 59: Bilde av kondensatoren i Aggregat 1. 111

Figur 60: Strømningsretning i kondensatorene. 112

Figur 61: Overheter og underkjølers tradisjonelle arbeidsområde 117

Figur 62: Differanse mellom utgående vanntemperatur og kondenseringstemperatur i de to aggregatene. 120

Figur 63: Tørrkjølerens innkobling i varm side av aggregatene og tørrkjølerkretsens utforming. 123

Figur 64: Kjøle- og varmeytelser på anlegget ved økende vanntemperatur inn på anleggets varme side under varme-testen. 126

Figur 65: Midlere kjøle- og varmeytelse ved anlegget ved økende utgående vanntemperatur fra anlegget. 127

Figur 66: Isvannstemperaturer i aggregatene ved økende inngående vanntemperatur på anlegget. 128

Figur 67: Variasjon i COP ved økende vanntemperatur inn på varm side. 130

Figur 68: Opptatt motoreffekt og turtall for motor 1 under varme-testen. 131

Figur 69: Opptatt motoreffekt og turtall for motor 2 under varme-testen. 132

Figur 70: Endring i elektrisk effekt til motor og kjøleytelse for Aggregat 1. 133

Figur 71: Endring i elektrisk effekt til motor og kjøleytelse for Aggregat 2 ved økende inngående vanntemperatur. 134

Figur 72: Endring i fordelingen av varmeproduksjon mellom de tre varmevekslerne i Aggregat 1 ved økende inngående vanntemperatur 135

Figur 73: Fordeling av varmeytelse på de ulike varmevekslerne i Aggregat 2 ved økende varmeytelse fra aggregatet 136

Figur 74: Fordelingen av varmeytelsen endrer seg ved endring av temperaturnivå. 137

Figur 75: Effektfaktor for ulike arbeidsmedier ved ett- og to-trinns prosess 142

Figur 77: GEA BluAstrum 1000. Kompaktaggregat som kjøleanlegg med ammoniakk som arbeidsmedium. 152

Figur 78: Prinsipielt systemskjema for alternativ 1: Totrinns ammoniakkanlegg 159

Figur 79: Systemskjema for det foreslåtte 2-trinns hybridanlegget med kaskadeutforming. 161

Figur 80: Effekt-varighetskurve for NTNU Gløshaugen 166

Figur 81: Ytelser ved de ulike anleggene ved ulike temperaturnivå (80, 60 og 40 graders utgående vann fra varm side, merket med henholdsvis blå, rød og grønn farge). 167

Figur 82: COP for de ulike anleggene studert som alternative løsninger. 168

Figur 83: Økende inngående vanntemperatur fører til lavere varme- og kjøleytelser fra begge aggregatene..... J-26

Figur 84: Økende utgående vanntemepratur fra anlegget fører til lavere varme- og kjøleytelser fra begge aggregatene..... J-27

Figur 85: Økende inngående vanntemperatur fører til lavere COP for begge aggregater. ... J-28

Figur 86: Aggregatenes ytelser over langtidsloggingen (2602-050515). Ser at kjøleytelsen til Aggregat 1 jevnt over er høyere enn den til Aggregat 2, mens Aggregat 2 leverer jevnt over høyere varmeytelse enn Aggregat 1 ..... M-33

Figur 87: Ammoniakkutslipp registrert hos DSB mellom 2006 og 2010. Kilde:. DSB N-34

Figur 88: Ytelsesfordeling i KW i Aggregat 1 ved økende inngående vanntemperatur. O-35

Figur 89: Varme- og kjøleytelser for Aggregat 1 ved økende inngående vanntemperatur. . O-35

Figur 90: Ytelsesfordeling mellom varmevekslerne i Aggregat 2 ved økende inngående vanntemperatur. O-36

Figur 91: Fordamper (isolert), parsveiset platevarmeveksler GEA EcoFlex LWC. Q-40

Figur 92: Vertikal væskeutskiller. Q-41

Figur 93: Vannkjølt kondensator, plate-mantel varmeveksler, Vahterus-Oy. Q-42

Figur 94: Overhetningsvarmeveksler av typen rørkjel fra HS-Cooler. Q-43

Figur 95: Vertikal oljeutskiller med manometere for suge- og høytrykk. Q-44

Figur 96: Oljefilter. Q-45

Figur 97: Oljepumpen som driver sirkulasjonen gjennom oljeretursystemet Q-46

Figur 98: Vannkjølt oljekjøler, plate-mantel, Vahterus-Oy. Q-47

Figur 99: Bilde av twin-skruekompressor og kompressormotor..... Q-48

Figur 100: Ettermontert varmeveksler for nedkjøling av skrubbervann for å øke evnen til å ta opp ammoniakk. Q-49

Figur 101: Plassering av tørrkjøleren på taket av Byggteknisk 1. ..... Q-50

3 Tabelliste

Tabell 1: Målepunkter i SD-anlegget for det kombinerte kjøle- og varmepumpeanlegget på Tungregnesenteret 23

Tabell 2: Enkelte termofysikalske egenskaper for noen arbeidsmedier. (Stene, 2001) 27

Tabell 3: Fysiske utfall ved menneskelig eksponering for ammoniakkgass 29

Tabell 4: Verdier for prosessforløpet i Figur 17. 34

Tabell 5: Data for beregning av ytelse i dimensjoneringspunkt. 35

Tabell 6: Verdier på anlegget målt for referansepunktet, 9. april 2015 kl. 1010 42

Tabell 7: Fordelingen av varmeytelse mellom varmevekslerne i Aggregat 1 i referansepunktet 46

Tabell 8: Ytelsesfordeling mellom varmevekslerne i referansepunktet. 52

Tabell 9: Avvik funnet i referansepunktsanalysen mellom kuldemedieside og vannside, beregnet i RnLib. 57

Tabell 10: Gjennomsnittlige kjøle- og varmeytelser og COP-verdier for de to aggregatene over langtidsanalyseperioden. 62

Tabell 11: Gjennomsnittlige verdier målt på anlegget over langtidsperioden 63

Tabell 12: Statistiske nøkkeldata for variasjon i ytelse og COP over referansedøgnet 18.03.15. 79

Tabell 13: Tillatte endringer i ytelse og opptatt effekt ved dellast, fra den tekniske dokumentasjonen i tilbudsgrunnlaget. 84

Tabell 14: Tekniske data for kompressormotorene. Hentet fra teknisk grunnlag 90

Tabell 15: Tekniske data for underkjøleren i Aggregat 2 110

Tabell 16: Tekniske data for kondensatorene, fra den tekniske dokumentasjonen levert av produsent 113

Tabell 17: Tekniske data for oljekjølerne, oljeutskiller og oljepumpe, fra den tekniske dokumentasjonen levert av produsent 115

Tabell 18: Tekniske data for overhetningsvarmevekslerne, ... 119

Tabell 19: Oppsummering av de prosjekterte temperaturnivåene i de ulike varmevekslerne 122

Tabell 20: Tekniske data for tørrkjøleren CIAT Vextra 1180 124

Tabell 21: Målte COP-verdier ved 63°C inngående vanntemperatur på anlegget 129

Tabell 22: Sikkerhetsklassifisering av kuldemedier etter ASHRAE Standard 34 147

Tabell 23: Ytelses- og COP-matrise for 2-trinns anlegg 160

Tabell 24: COP og ytelsesmatrise for 2-trinnsanlegg ved dellast og inngående vanntemperatur på anlegget under 40°C (kun kjøledrift, ingen varmegjenvinning) 160

Tabell 25: Ytelsesmatrise for hybrid to-trinns kaskadeanlegg 163

Tabell 26: Effektfaktorer for varme for hybrid to-trinns kaskade løsning ved ulike dellast-forhold. 163

Tabell 27: Sammenligning av de 3 alternative anleggene basert på mulig årlig varmeleveranse og gjennomsnittlig COP over året 169

Tabell 28: Investeringskostnader på de tre sammenlignede anleggene 170

Tabell 29: Årlige kapitalkostnader for de 3 sammenlignede anleggene 170

Tabell 30: Usikkerhet for målepunkter benyttet i beregninger 171

Tabell 31: Beregnede avvik for ytelses og COP beregningene gjort i referansepunktet. 173

Tabell 32: Tekniske data for fordamperne 175

Tabell 33: Målte målefeil på Aggregat 1 ved rutineservice ved 10.000 driftstimer i juni 2015. 177

Tabell 34: Målte måleavvik i temperaturfølere målt på Aggregat 2 ved rutineservice ifm 10.000 driftstimer. 177

Tabell 35: Den absolutte og relative usikkerheten i total varme- og kjøleytelse for anlegget, basert på målinger i vannkretsene E-9

Tabell 36: De maksimale feilene i COP-beregningene E-10

4 Forkortelser

RPM	Revolutions per minute /omdreiningshastighet
T_k	Kondenseringstemperatur
T_f	Fordampningstemperatur
P_k	Kondenseringstrykk
P_f	Fordampningstrykk
COP	Coefficient of Performance, eller varmepumpens virkelige effektfaktor
COP_{varme}	COP relatert til varmeytelse. Det vil si antall kW varmeytelse per antall kW tilført elektrisk effekt til kompressormotoren
$COP_{kjøling}$	COP relatert til kjøleytelse. Det vil si antall kW kjøleytelse per antall kW tilført effekt til kompressormotoren
COP_{total}	Også kalt ***energiutbytte***. Det vil si antall kW kjøle- og varmeytelse per antall kW tilført effekt til kompressormotoren
ODP	Ozone Depletion Potential. Mediets ozonnedbrytende potensiale, som funksjon av at R11's ODP regnes lik 1
GWP	Global Warming Potential. Mediets bidrag til økning i drivhuseffekten, som funksjon av at CO_2/R744's GWP regnes lik 1. Det brukes også 100 års integrasjonstid

5 Nomenklatur

Anlegget	Det kombinerte kjøle- og varmepumpeanlegget på Tungregnesenteret, som er hovedfokus i denne oppgaven
Aggregat 1	Aggregatet med lavest trykklasse, 40 bar. Det første aggregatet på varm side, som foretar temperaturløftet fra 65-72 °C.
Aggregat 2	Aggregatet med høyest trykklasse, 52 bar. Det andre aggregatet på varm side, som foretar temperaturløftet fra 72-80 °C
Kald side	Siden av anlegget hvor vann kjøles ned
Varm side	Siden av anlegget hvor vann varmes opp
Internt fjernvarmenett	Det interne fjernvarmenettet på Gløshaugen
Eksternt fjernvarmenett	Statkraft Varmes fjernvarmenett i Trondheim
Vilje	Tilnavnet på Silicon Graphics Interface (SGI) superdatamaskinen som står i kjelleren på Byggteknisk 1 på Campus Gløshaugen på NTNU i Trondheim. Kjøles blant annet av det kombinerte kjøle- og varmepumpeanlegget som er studert i denne oppgaven
Rød og Blå sal	To av serverparkene på NTNU. Kjøles blant annet av det kombinerte kjøle- og varmepumpeanlegget som er studert i denne oppgaven

6 Innledning

6.1 Grønn IT

Big Data

De siste tiårene har verden sett en drastisk endring i måten datamaskiner brukes. Ordet datamaskin er blitt utfordret og utvidet. Bruksveksten er nærmest eksponentiell, og omfatter i tillegg nye arenaer som mobiltelefoner og skytjenester. I følge ”Our Mobile Planet”-undersøkelsen som Ipsos MediaCT og TNS Intratest utførte for Google i 2013, bruker 67,5 % av den norske befolkning en smarttelefon og av disse bruker 89 % mobilt internett daglig (Google, 2013). Ikke bare krever dette en annen form for datahåndtering enn tidligere, det betyr også et behov for en stor vekst i hele IKT-næringen og tjenestene den tilbyr.

Over alle deler av kloden vokser det derfor nå frem store server- og datasentre for å ivareta denne utviklingen. Verdens datasentre bruker totalt ca. 30 milliarder watt elektrisitet, i følge en undersøkelse utført for New York Times. Dette tilsvarer omtrent effekten til 30 kjernekraftverk. (Glanz, 2012)

Grønn IT er ny trend for energieffektiv og miljøvennlig drift av IKT-bransjen som helhet. Trenden drives av IKT-bransjen selv, og er et tiltak for å være en ansvarlig bransje i endringens tid ved å minimalisere sine fotavtrykk. Det dreier seg blant annet om ordninger for resirkulering av elektronisk utstyr, reduksjon av direkte energiforbruk og effektivisering av energibruk. (Kommunal- og moderniseringsdepartementet, 2012)

Elektrisitet og varme

Slike serversentre trekker ikke bare enorme mengder elektrisitet fra nettet for å bedrive beregninger eller utføre sine serveroppgaver. Denne energien går i stor grad over i varme, anslagsvis hele 45 % av total tilført energi til datasenteret (Ebrahimi et al., 2014). Elektroniske komponenter er svært sensitive til temperaturforandringer, og må til enhver tid holdes under et visst temperaturnivå. Dette temperaturnivået er gjerne 85°C for mikroprosessorer og lignende komponenter (Ebrahimi et al., 2014). Det er altså store mengder varme, og det må derfor benyttes kjølesystemer for å sikre både komponenter fra deres sikre død i overoppheting og gi anlegget generelt gode driftsforhold.

Kjølesystemer

Dataanlegg kan kjøles på svært mange forskjellige måter, og ved bruk av ulikt utstyr. Generelt anvendes enten luft, væske eller to-fase-systemer til å fjerne selve varmen. Smarte, innovative og energieffektive kjølesystemer har blitt en viktig del av begrepet man omtaler som ”Grønn IT”. For hva skjer egentlig med varmen, etter den er fjernet fra komponentene?

Dette er noe dagens IT-giganter også tar opp til vurdering og blir vurdert på. Aktører som Google, Yahoo!, Facebook har enorme dataanlegg som blir studert under lupen grunnet deres enorme energiforbruk. Et av de mangfoldige datasentrene disse selskapene drifter kan forbruke energimengder som kan sammenliknes med det til en middels stor by (Glanz, 2012). IKT-bransjen er under stort press og blir tvunget til å revolusjonere sin tankegang rundt energiforbruk.

Et selskap som Google er i disse tider under konstant vekst. Datamengdene som håndteres til enhver tid er økende, og Google må derfor alltid søke etter nye plasseringer for datasentre for deres serverparker. Grønn IT viser seg også her. Finland har blitt det nye ”it-stedet” (i to betydninger av ordet) for ”Big Data”, på grunn av en lav utetemperatur over året, som gir mulighet for bruk av uteluft til kjøling.

Endrede temperaturnivå

Med større fokus på energiforbruk og energieffektivisering har det også skjedd endringer på hardwarefronten. De faktiske dataanleggene som skal kjøles bygges også nå for å tåle høyere temperaturer enn før, og nye serveranlegg kan tåle romtemperaturer opp mot 27 °C (Zijdemans et al., 2014).

Tungregnesenteret på NTNU

Anlegget som analyseres i denne oppgaven er en del av ”Grønn IT”-trenden. Anlegget er et kjøleanlegg hvis hovedoppgave er å kjøle superdatamaskinen ”Vilje” på Tungregnesenteret ved NTNU. ”Vilje” er levert av Silicon Graphics International Corporation (SGI), og ble installert på NTNU i 2012. Med en ytelse på 275 Terraflops er den Norges kraftigste superdatamaskin. NTNU eier og deler datamaskinen med Meteorologisk Institutt. Ettersom regnekapasiteten til ”Vilje” er svært etterspurt kjøres datamaskinen tilnærmet konstant. Kjølebehovet varierer etter bruksmønsteret, og det regnes derfor at også dette er tilnærmet konstant.

Kjølebehov og oppvarmingsbehov gir gylne muligheter

Et så stort kjølebehov kombinert med et nærliggende oppvarmingsbehov, som det i universitetsbyggene på Gløshaugen, innebærer en gylden mulighet til å tenke innovativt og smart. Med energitettheter på 100-200 W/cm^2 kan et ”datarack” alene avgi opp mot 30kW i varme (Ebrahimi et al., 2014). Altså er det totalt store mengder energi som *må* fjernes fra datasentrene, og dette er varme som kan og bør utnyttes - om mulig. Problemet er ofte at temperaturnivåene denne varmen holder er lave. Vi sier da at varmen er av *lav kvalitet*, og dermed vanskelige å bruke direkte til tradisjonelle kilder (som for eksempel romoppvarming).

Det finnes ulike teknologier for datakjøling, og valgt metode på Tungregnesenteret og disse er presentert i avsnittene under. Hvilken teknologier som benyttes bestemmes ofte av beliggenhet (i forhold til frikjølingsmuligheter), og etter hvorvidt kjølebehovet er konstant eller varierende.

6.1.1 Frikjøling som kjøleløsning

Ved frikjøling menes direkte bruk av omgivelsene til å kjøle. Omgivelsene kan være for eksempel sjøvann, ferskvann, uteluft som holder en lav temperatur. Det eneste eventuelle energiforbruket i et slikt system er pumpekraft for å gi sirkulasjon i systemet.

Frikjøling gir liten mulighet for utvinning av varme, men er på grunn av et lav energibehov til drift av systemene en svært energieffektiv kjølemetode. Bruken av frikjøling er begrenset til hvorvidt en har tilgang til en frikjølingskilde som nevnt tidligere. I frikjølingssystemer med variable kjølebehov kan det være behov for tilleggskjøling, eller spisskjøling, for å dekke eventuelle effekttopper i kjølebehov.

Et eksempel på frikjøling innenfor Grønn IT er ”Green Mountain Data Centre” på Rennesøy utenfor Stavanger. Et tidligere ammunisjonslager for NATO, beliggende i store fjellhaller, er omgjort til serverpark. Ved å bruke fjellene som lager begrenses sol- og sesongpåvirkninger til det minimale, og fjellveggene vil avgi kulde langt inn i den varme årstiden.

Figur 1: Bilde fra innsiden av Green Mountain,

På Green Mountain brukes et gammelt NATO-våpenlager i fjellene på Rennesøy utenfor Stavanger til å huse et enormt server-senter. Hele anlegget på 21 000 kvm kjøles av sjøvann ved bruk av frikjøling. Dette gir ekstremt lave energikostnader. (Meinhold, 2011)

Det enorme anlegget på hele 21 000 m^2 kjøles i sin helhet med sjøvann fra fjorden (altså frikjøling). Vannet hentes fra en dybde på 100 meter. Ved å hente fra denne dybden holder vannet ca. 8 °C året rundt, og en sikrer dessuten minimal begroing og beleggdannelse på sjøvannsinntaket. På grunn av valgte kjøleløsning brukes en energimengde tilsvarende ca. 20% av energibruken til å drive datasenteret, til å kjøle anlegget. Til sammenligning er det vanlig å bruke mellom 40 og 80 % til dette. (Michelsen, 2014)

Andre eksempler finnes blant IT-gigantene. Både Google og Yahoo! har søkt seg til Norden for sikker og energieffektiv drift av sine dataanlegg. Google er her en foregangskjemper og hevder selv at de med sine løsninger har verdens mest energieffektive løsninger (Google, 2013). Slike tall oppnår de blant annet ved at datasentrene som benytter omgivelsene på en innovativ måte til kjøling. For eksempel ved bruk av sjøvann til frikjøling, slik som Google gjør på sitt datasenter i Hamina, Finland.

6.1.2 Kjøleanlegg med varmegjenvinning som kjøleløsning

Da det som nevnt dannes mye varme i slike datasentre er en annen metode for å dekke kjølebehovet å nytte det i et kjøle- og varmepumpeanlegg med varmegjenvinning.

Det finnes prinsipielt to metoder for dette.

Metode 1

I denne systemutformingen anvendes standard kjøleaggregat tilkoblet en lukket kondensatorkrets (vannkrets). Denne kretsen er koblet til en tørrkjølerkrets (vann/glykol-krets) via en varmeveksler. Eventuell overskuddsvarme i kondensatorkretsen avgis til varmeveksleren mot tørrkjølerkretsen, og avgis til uteluft via tørrkjøler. Varmeveksler i kondensatorkrets avgir så lavtemperatur varme til f.eks. forvarming av tappevann eller romoppvarming.

Dette systemet har en begrenset varmegjenvinning, da maksimalt temperaturnivå ligger på 45-50 °C. Kjølemaskinene må derfor avgi varme mot dette temperaturnivået, og vil derfor få lav COP.

Metode 2

Denne systemutformingen minner mye om metode 1. Også her brukes det tørrkjølerkrets hvor eventuell overskuddsvarme overføres til uteluft.

For varmegjenvinningen er det to ulike alternativer;

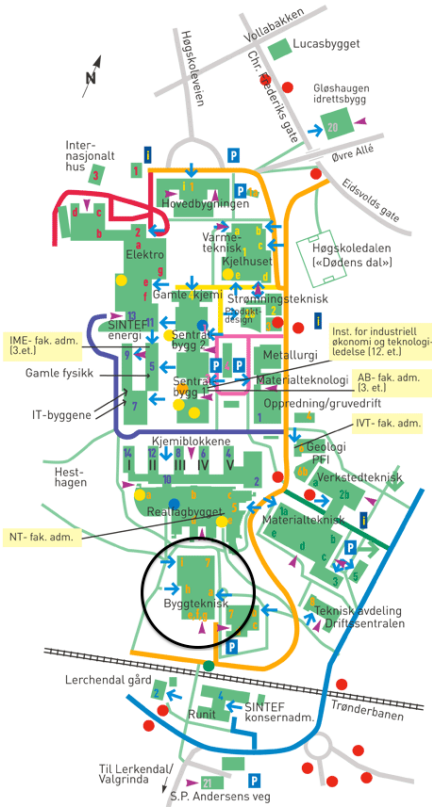
- Høytemperatur varmegjenvinning med kaskadeutforming
    - Det benyttes standard kjølemaskiner dimensjonert for å dekke hele kjølebehovet. Varmen opptatt avgis til kondensatorkretsen.
    - Kondensatorkretsen benyttes deretter som varmekilde for en høytemperatur varmepumpe. Denne varmepumpen dimensjoneres etter midlere kjølebehov. Varmen fra høytemperatur varmepumpen kan holde maksimalt 70-80 °C. Aktuelle arbeidsmedier og systemutforminger er:
        - Ett- eller to-trinns ammoniakkanlegg
        - Ett- eller to-trinns R134a-anlegg
        - Hybrid (absorpsjon) varmepumpe

- Høytemperatur varmegjenvinning med eget høytemperatur kjøle- og varmepumpeanlegg
    - Anlegget avgir varme til kondensatorkrets med tørrkjøler, og dimensjoneres for å dekke hele kjølebehovet (maksimalt effektbehov)
    - Maksimal vanntemperatur ut av anlegget ca. 70-80 °C
    - Mulige tekniske løsninger:
        - Ett- eller to-trinns ammoniakkanlegg (En slik ett-trinns utforming benyttes på Tungregnesenteret)
        - To-trinns R134a-anlegg
        - Kaskadeanlegg

Et eksempel på hvor aktuell teknologien som er benyttet på Tungregnesenteret er, kan ses i utviklingen av nytt kjølesystem for datasenteret på Universitetssykehuset i Nord-Norge (UNN). Også her vil det bli vurdert bruk av ammoniakkanlegg til datakjøling, og energieffektiv varmegjenvinning fra dette. Dette anlegget vil imidlertid måtte utformes noe annerledes, da effektbehovet til kjøling på sykehuset vil variere over døgnet, ettersom bruken av medisinsk utstyr med store kjølebehov gjerne er størst på dagtid. Det er anslått at å prosjektere et kjøle- og varmepumpeanlegg som dekker ca. 1/3 av kjølebehovet vil kunne danne en tilfredsstillende løsning.

6.2 Innledende presentasjon av anlegget

Anlegget som analyseres i denne oppgaven er et høytemperatur ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg som ble installert på NTNU i våren 2014. Anlegget er installert i bygningen som kalles ”Byggteknisk 1” på den sørlige enden av Gløshaugen, vist i Figur 2.



Figur 2: Bilde av Byggteknisk 1 og kart over campusområdet på NTNU Gløshaugen

På kartet til høyre er det avmerket plassering for bygget som huser anlegget på sørenden av universitetsområdet, nemlig Byggteknisk 1, som er avbildet til venstre

Anlegget er et ett-trinns ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg. Det har en kjøleytelse på maksimalt 800 kW og vil da kunne levere opp mot ca. 1200 kW varmeeffekt.

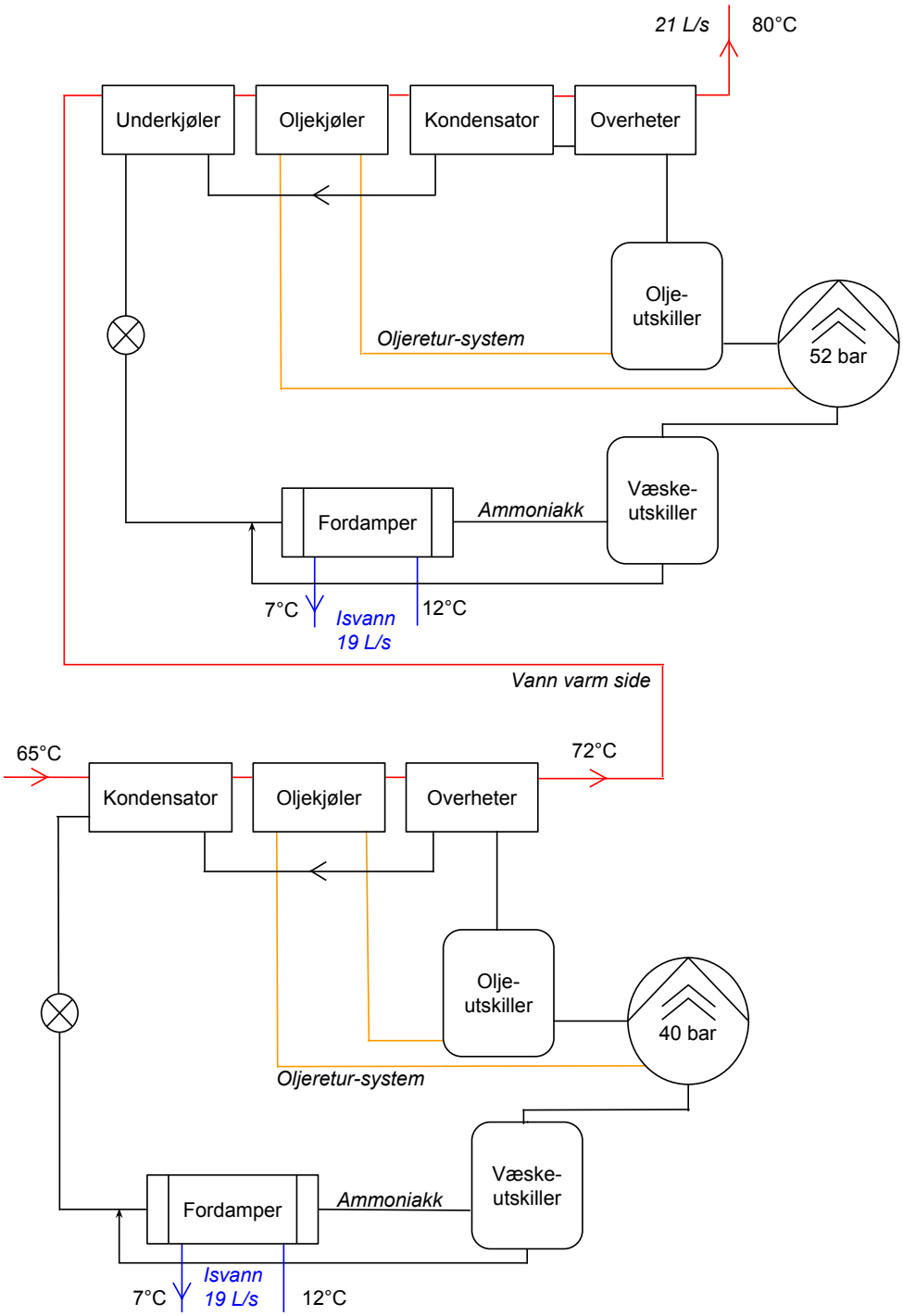
Anlegget består av to separate aggregater som hver har en kjøleytelse på 400 kW. Begge aggregatene benytter twin-skruekompressorer, men av ulik trykklasse da de brukes for ulike temperaturnivå. Aggregat 1 er lavtrykksaggregatet på 40 bar, som løfter vanntemperaturen fra 65 til 72 °C. Aggregat 2 er av trykklasse 52 bar, og foretar temperaturløftet fra 72 til 80 °C ved dimensjoneringspunkt.

Aggregatene har også ulik oppbygning på deres varme side. Aggregat 1 er utstyrt med 3 varmevekslere i følgende rekkefølge: kondensator, oljekjøler og overheter. Aggregat 2 er utstyrt med 4 varmevekslere i følgende rekkefølge: Underkjøler, oljekjøler, kondensator og overheter.

Da anlegget er del av kjølesystemet til superdatamaskinen ”Vilje” og serverparkene ”Rød og Blå sal”, er det svært viktig at anlegget til enhver tid kan levere kjøleytelse. Anlegget er derfor

utstyrt med UPS, eller "*Uninterruptable Power Supply*", som sikrer det mot driftsstans ved et eventuelt strømbrudd.

Temperaturnivåene og anleggets prinsipielle oppbygning er vist i Figur 3.



Figur 3: Forenklet systemskjema for anlegget

Den forenklede systemskissen viser Aggregat 1 nederst og Aggregat 2 øverst, og deres komponenter og temperaturnivå. Fullstendige systemskjema for begge aggregat i henholdsvis Vedlegg A og Vedlegg B

Som Figur 3 viser, har anlegget en spesiell oppbygning på sin varme side. De syv varmevekslerne (henholdsvis kondensator, oljekjøler, overheter tilhørende Aggregat 1, og underkjøler, oljekjøler, kondensator og overheter tilhørende Aggregat 2) er plassert i serie. Hver varmeveksler er designet for sitt respektive temperaturnivå og skal foreta et visst temperaturløft på vannet tilpasset dette. For fullstendige detaljerte systemskjema, se Vedlegg A og Vedlegg B.

Videre bruker anlegget høyteknologiske skruekompressorer av typen twin-skrue. Disse jobber med ulike trykknivå for å kunne levere varme ved de ønskede temperaturnivå, og er derfor av ulik trykklasse (henholdsvis 40 og 52 bar).

For dyptgående analyse på anleggets komponenter henvises det til kapittel 12 for presentasjon og analyse av anleggets varmevekslere, kapittel 11 om anleggets kompressorer, Vedlegg Q for bilder av anlegget, samt prosjektoppgaven ”Analyse av høytemperatur ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg på NTNU” (Risnes, 2014).

Anlegget var våren 2015 delaktig i å tildele NTNU og NTNU Drift hele to utmerkelser. Disse var Norsk varmepumpeforening (NOVAP) sin varmepumpepris og Trondheim Kommunes Energisparepris. Anlegget blir med andre ord bemerket i nasjonal sammenheng innen fagfeltet, og regnes som et foregangseksempel for høytemperatur varmegjenvinning fra dataanlegg.

7 Anlegget

Selve anlegget er beskrevet i dette kapittelet.

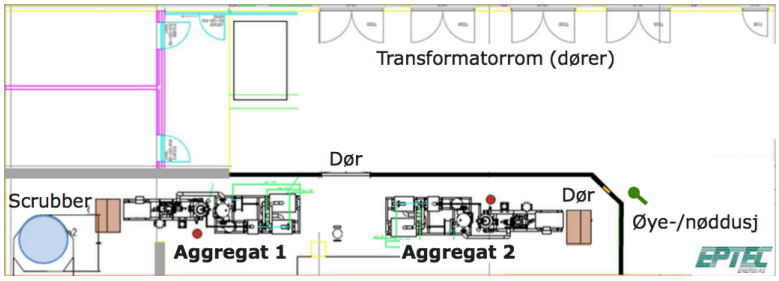
Anlegget er et kombinert kjøle- og varmepumpeanlegg for kjøling av superdatamaskinen ”Vilje” på Tungregnesenteret, og for andre kjølebehov tilkoblet isvannsnettet på Gløshaugen.

Anlegget er produsert av tyske GEA Grasso, og norsk entreprenør og leverandør av anlegget er EPTEC Energi AS.

7.1 Plassering i Byggteknisk 1

Anlegget er plassert i kjelleren av Byggteknisk 1. Bygget og dets plassering på Gløshaugen er vist i Figur 2. Inne i Byggteknisk er anlegget plassert i et smalt avlukket område i transportsonen av kjelleren. Områdets utforming var et av største utfordringsmomentene ved prosjekteringen, da svært få varmepumpeanlegg bygges så smale. Dette gjelder spesielt store industrielle varmepumpeanlegg som dette.

Løsningen ble en helt ny anleggsutforming fra GEAs side. To svært smale aggregater som står plassert etter hverandre i det smale rommet. Dette er vist i Figur 4.



Figur 4: Anlegget og dets plassering i det smale rommet i Byggteknisk 1.

Anlegget benytter skrubber-løsning for håndtering av eventuelle ammoniakklekkasjer, og denne er plassert innerst i lokalet. Bilde til høyre viser det smale plassbygde maskinrommet i transportsonen i Byggteknisk 1. Nød- og øyedusj vises i forgrunnen av bildet.

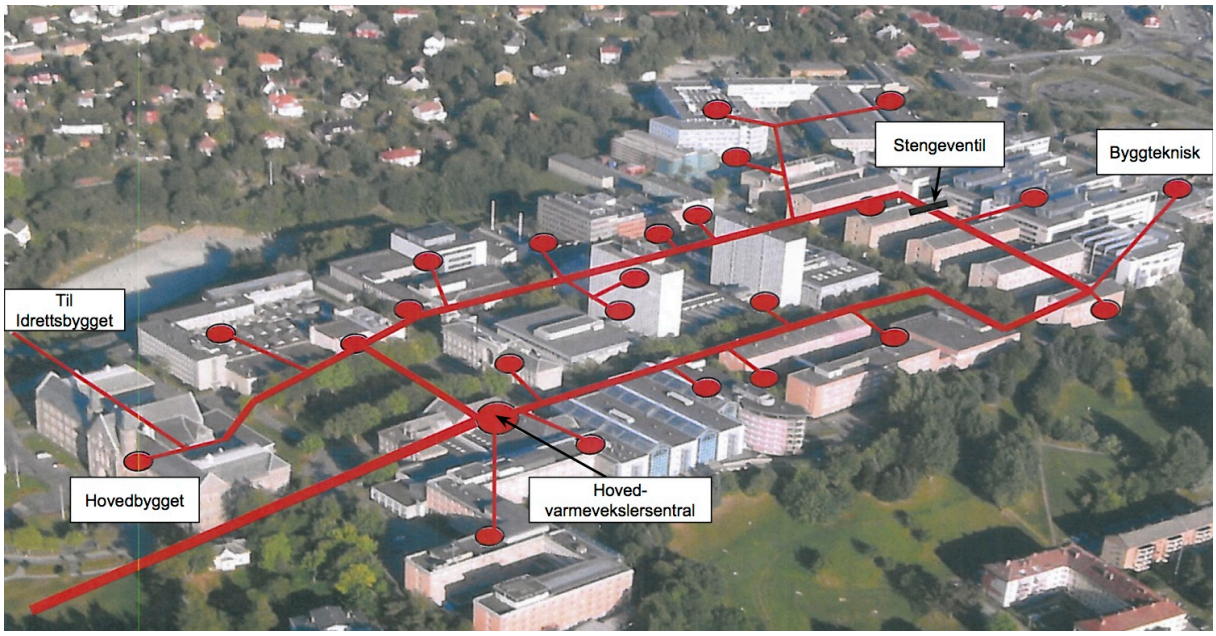
Som figuren viser er det svært lite plass å gå på. Det var et krav fra NTNU at det skulle fortsatt være god plass til varelevering i denne delen av transportsonen, og det ble derfor gitt svært begrenset arbeidsrom til plasseringen.

Løsningen som ble valgt med to smale aggregater har imidlertid enkelte fordeler. Ved å utforme anlegget på denne måten har enkelte vedlikeholdsoppgaver blitt noe enklere å utføre, da servicepersonell nå har tilgang til komponenter på begge sider. Dette kan bidra til noe senkede vedlikeholdskostnader grunnet lavere tidsbruk ved hver service.

7.2 Anleggets innkobling i fjernvarme- og isvannsnett

Anlegget som er analysert i denne oppgaven er koblet inn i det eksisterende interne fjernvarmenettet på Gløshaugen, samt det interne isvannsnettet for prosesskjøling.

Dette er vist i Figur 5 for internt fjernvarmenett og i Figur 6 for internt isvannsnett.



Figur 5: Oversikt over det interne fjernvarmenettet på Gløshaugen.

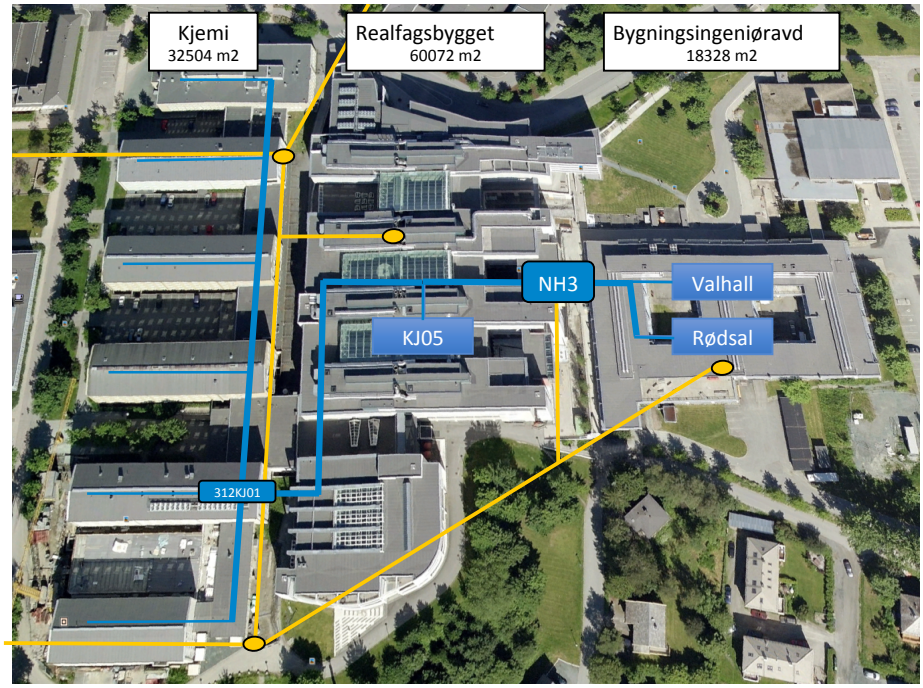
Undervarmesentraler er merket med røde punkter. Stengeventil midt i kretsen, slik at en ved brudd fortsatt kan sirkulere på andre siden. Fjernvarme fra Statkraft Varme kommer inn til Hovedvarmeveksler-sentralen i forgrunnen av bildet, hvor det er 2 store varmevekslere á 2 MW som overfører energi fra fjernvarme og til det interne nettet. Slik har NTNU Drift fullstendig kontroll over temperatur og vannstrømmer i sitt interne nett.

I nordlig ende av campusområdet ses hovedføringen av fjernvarme inn på campus (tykk rød linje i nedre venstre del av Figur 5. Fjernvarmen føres inn på hoved-varmevekslersentralen, som er plassert i kjelleren i bygget Gamle Elektro. Her overføres fjernvarmen til det interne fjernvarmenettet. Varmen distribueres deretter i dette nettet, og avgis i ulike varmevekslersentraler (rød prikk) i ulike bygg.

Midtveis i det interne fjernvarmenettet er det montert en stengeventil. I normal drift sendes turvann ut til varmesentralene i to parallelle rørstrekk. Dersom det skulle oppstå feil i det ene rørstrekket kan stengeventilen åpnes, slik at varmen kan føres til bygningsmassen fra begge sider.

I høyre del av Figur 5 er også bygget Byggteknisk 1 markert. Kjøle- og varmepumpeanlegget som er analysert og beskrevet i denne oppgaven er plassert i kjelleren i dette bygget.

Anlegget er også tilkoblet det interne isvannsnettet på kald (fordamper) side. Isvannsnettet er vist i Figur 6.



Figur 6: Det interne isvannsnettet på sydlig ende av Campus Gløshaugen.

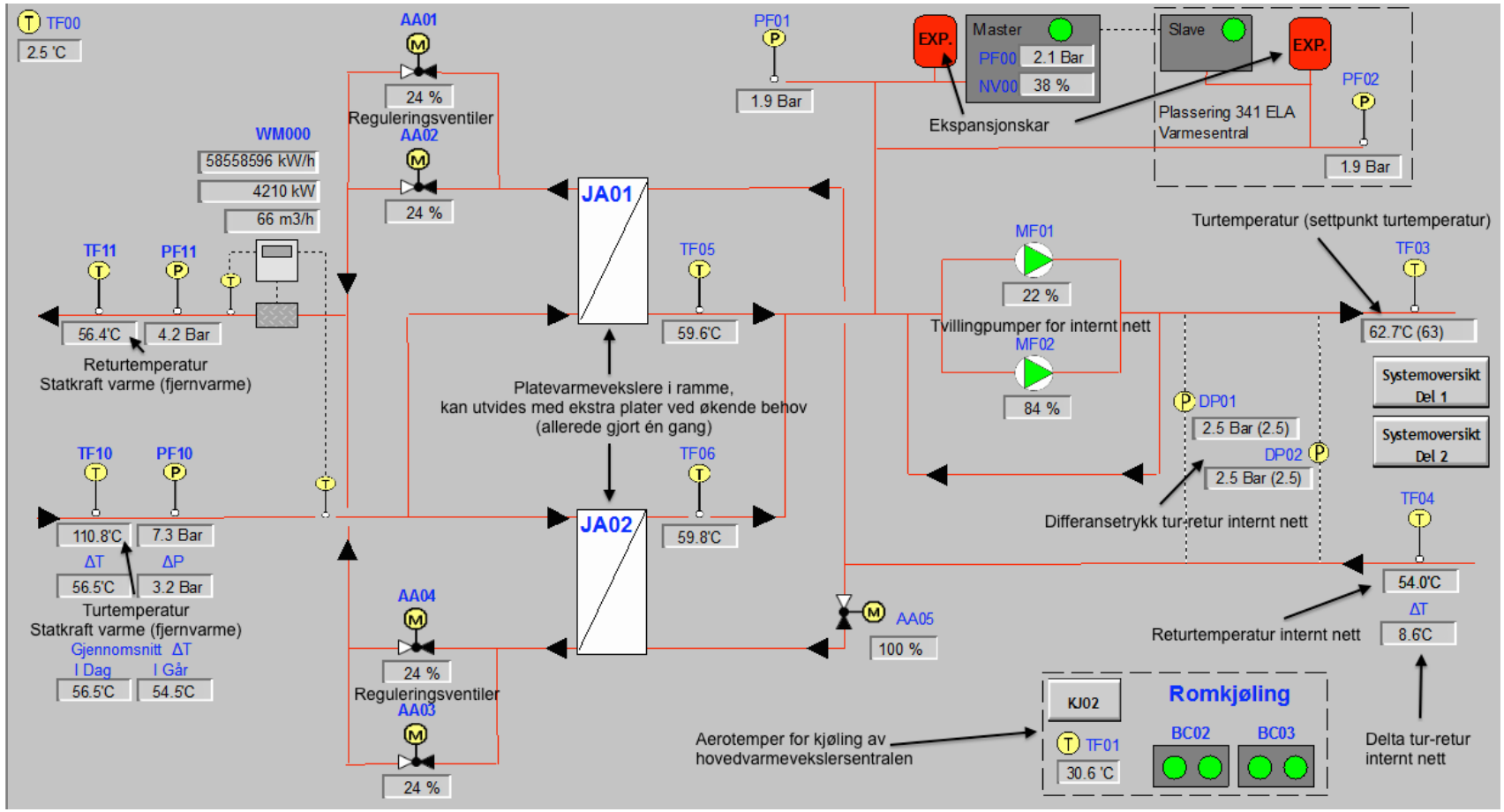
De blå linjene viser isvannsnettet, mens de gule viser det interne fjernvarmenettet, med gule punkter som undersentraler. "NH3" markerer her det aktuelle ammoniakkanlegget som er analysert i denne oppgaven, og "Vallhall "og "Rødsal" markerer hoved-kjølebehovene som anlegget dekker. Figur: Øystein Engan, NTNU Drift.

Isvannsnettet er som Figur 6 viser hovedsakelig mellom tre bygg; Kjemi, Realfagbygget og Byggteknisk 1 (her merket Bygningsingeniøravd). Isvannsnettet er imidlertid i fortsatt utvikling, og sammenkoblingen av bygg med kjølebehov og ulike kjøleproduserende enheter fortsetter. Dette er en del av NTNU Drifts stadige forbedring for å redusere energiforbruk.

7.2.1 Trykkskille

I september 2012 ble det installert et trykkskille mellom det interne fjernvarmenettet på Gløshaugen og fjernvarmeleveransen fra Statkraft Varme inn på Gløshaugen. Dette er i to store varmevekslere (totalt 20 MW), hvor fjernvarme kommer inn på en side, og veksler mot vannet som sirkulerer i den interne fjernvarmeringen på Gløshaugen.

Mengden energi som overføres styres ved bruk av reguleringsventiler som endrer massestrømmen etter behovet for overført varme. Skjermbildet for hovedvarmeveksler-sentralen er vist Figur 7.



Figur 7: Skjermbildet av hovedvarmeveksler-sentralen i SD-anlegget.

Som verdiene på bildet viser kommer fjernvarme fra Statkraft varme inn til de to store varmevekslerne JA01 og JA02 ved 110,8 grader og forlater varmevekslersentralen ved 56,4 grader.

Som Figur 7 viser kommer returvann i den interne fjernvarmeringen ved dette tilfeldig valgte tidspunktet inn ved 54,0 °C. Det ønskes deretter høynet til 63 °C, som er settpunkt for turtemperatur ved dette tidspunktet. Settpunkt for tur- og returtemperaturer er presentert i avsnitt 7.2.2. Som figuren viser høynes temperaturen gjennom varmevekslerne JA01 og JA02 til 59,6 og 59,8 °C. Deretter økes trykket for å drive vannstrømmen rundt i det interne nettet ved bruk av tvilling-pumpene (Grundfos) MF01 og MF02.

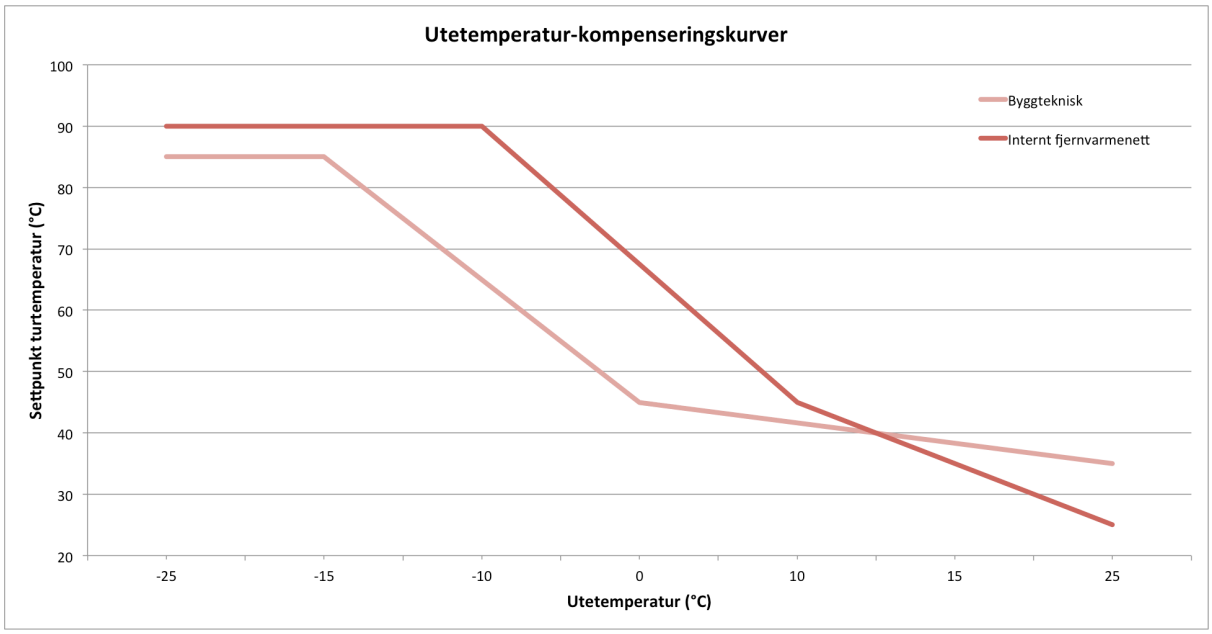
Bakgrunnen for investeringen i trykkskillet var at det før sirkulerte fjernvarme direkte rundt til alle undersentraler, og temperaturnivået var derfor svært høyt (opp mot 90-110 °C) til enhver tid. Dette ga lite muligheter for varmegjenvinning og førte til store tap i nettet. I tillegg var det utfordringer med varierende vannstrømmer, og at trykkfallet rundt i nettet var stort.

Trykkskillet har satt et klart skille i hvordan anlegg på Gløshaugen driftes, og også et klart skille i kostnader. NTNU Drift har nå fullstendig kontroll over temperaturnivå og vannstrømmer i sitt eget interne fjernvarmenett. Det lavere temperaturnivået gjør også at varme kan gjenvinnes fra anlegg innad i nettet, for eksempel fra prosesskjøleanlegg som på det studerte anlegget. I tillegg bidrar trykkskillet til å generelt gi lavere tap på grunn av lavere temperaturnivå i nettet.

7.2.2 Utetemperaturkompensering

Temperaturnivået i det interne fjernvarmenettet, samt i de ulike undersentralene/byggene på Gløshaugen, reguleres etter en utetemperatur-kompenseringskurve. Varmebehovet er avhengig av utetemperaturen, og kompenseringskurver tar høyde for dette.

Ettersom anlegget studert i denne oppgaven får returvannet i det interne fjernvarmenettet inn på varm side, avhenger også denne temperaturen av turtemperaturen. Av den grunn var det ønskelig å studere kompenseringskurvene som var aktuelle for anlegget, nemlig den for Byggteknisk 1 (hvor mesteparten av varmen levert fra anlegget går) og den for det interne fjernvarmenettet. Disse er presentert i Figur 8.



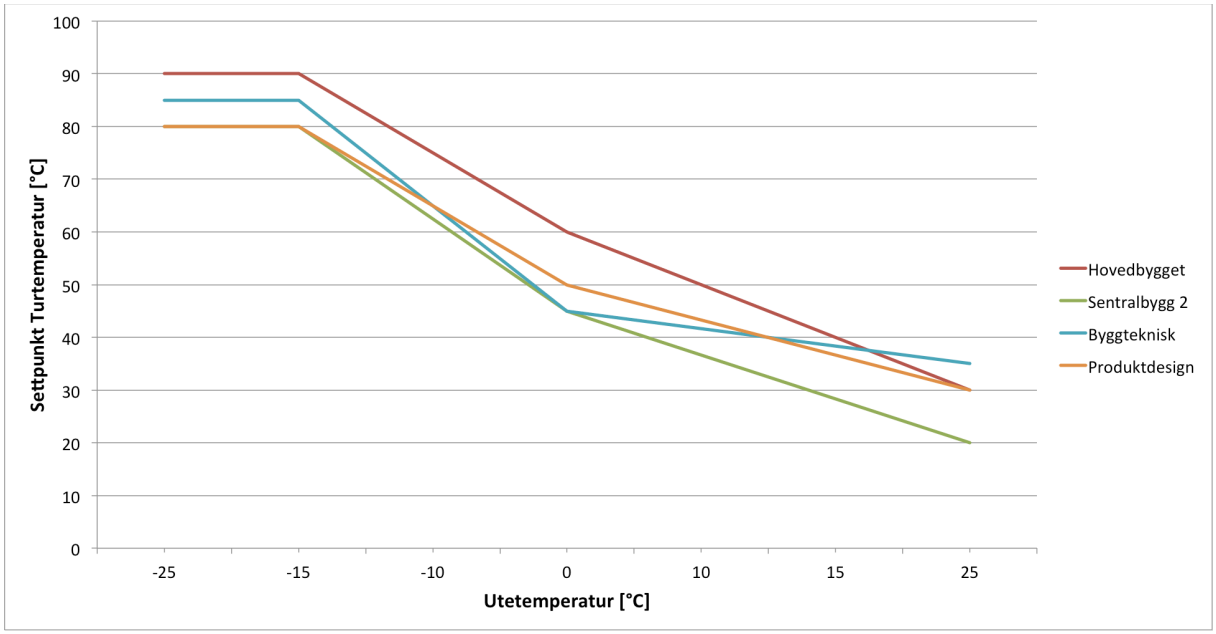
Figur 8: Utetemperatur-kompenseringskurver for turtemperatur i det interne fjernvarmenettet ("Ringen") og for Byggteknisk 1.

I det interne fjernvarmenettet må det holdes et relativt høyt temperaturnivå ved lave utetemperaturer, da det leveres varme til bygg av ulik alder, som har ulike behov. Deriblant svært gamle bygninger, som Hovedbygget fra 1901, som har gamle varmesystemer som krever høy turtemperatur og stor ΔT.

Figur 8 viser at generelt holder det interne fjernvarmenettet en høy temperatur. Dette er i stor grad grunnet varierende alder og tilstand på bygningsmassen den leverer til.

De eldre byggene på Gløshaugen har gamle varmesystemer, med radiatorkurser som krever en høy ΔT for å avgi tilstrekkelig effekt i et gammelt bygg med et eldre varmesystem som preges av små varmeavgivere (gjerne gamle radiatorer), samt at bygget selv gjerne lider av store transmisjons- og infiltrasjonstap.

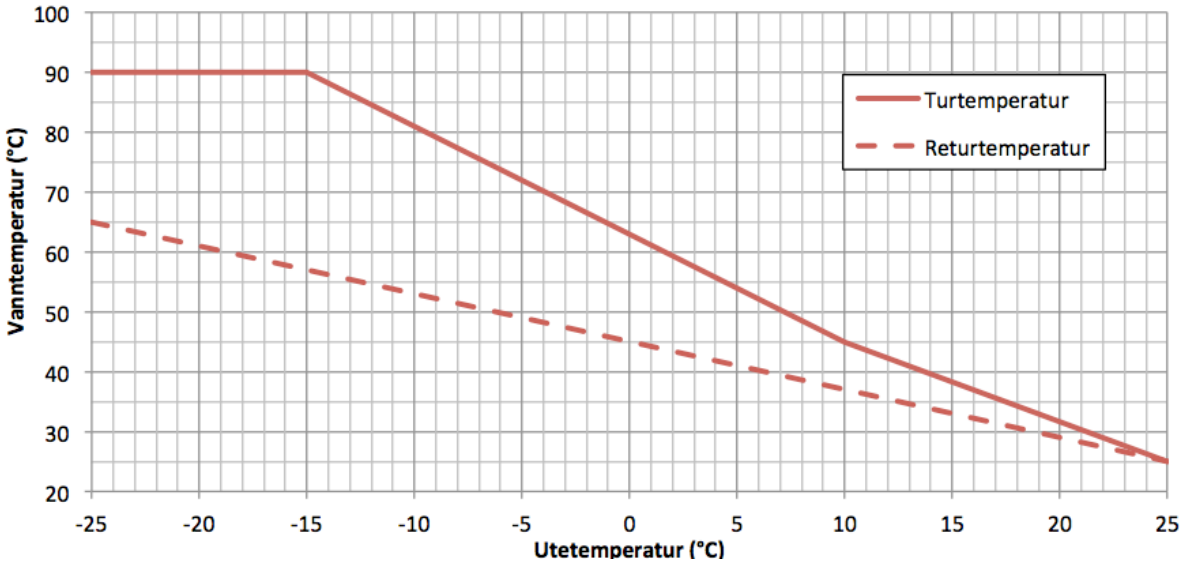
I Figur 9 er utetemperaturkompenseringskurvene for ulike bygg på Campus Gløshaugen presentert.



Figur 9 : Utetemperatur-kompenseringskurver for ulike bygg på Campus Gløshaugen

De ulike kurvene i Figur 9 viser hvordan temperaturkravene i ulike bygg varierer med sesongene, og at det er forskjell på de ulike kurvene. Den røde kurven, som markerer kompenseringskurven for Hovedbygget fra 1910, ligger øverst av alle byggene. Dette er det eldste bygget på Gløshaugen, med et enormt varmebehov til tross for sitt relativt lave oppvarmede areal. Til sammenligning er Hovedbyggets bruttoareal (BTA) ca. 1/3 av Realfagbygget (ferdigstilt i år 2000), men disse to byggene har tilnærmet samme årlige varmebehov.

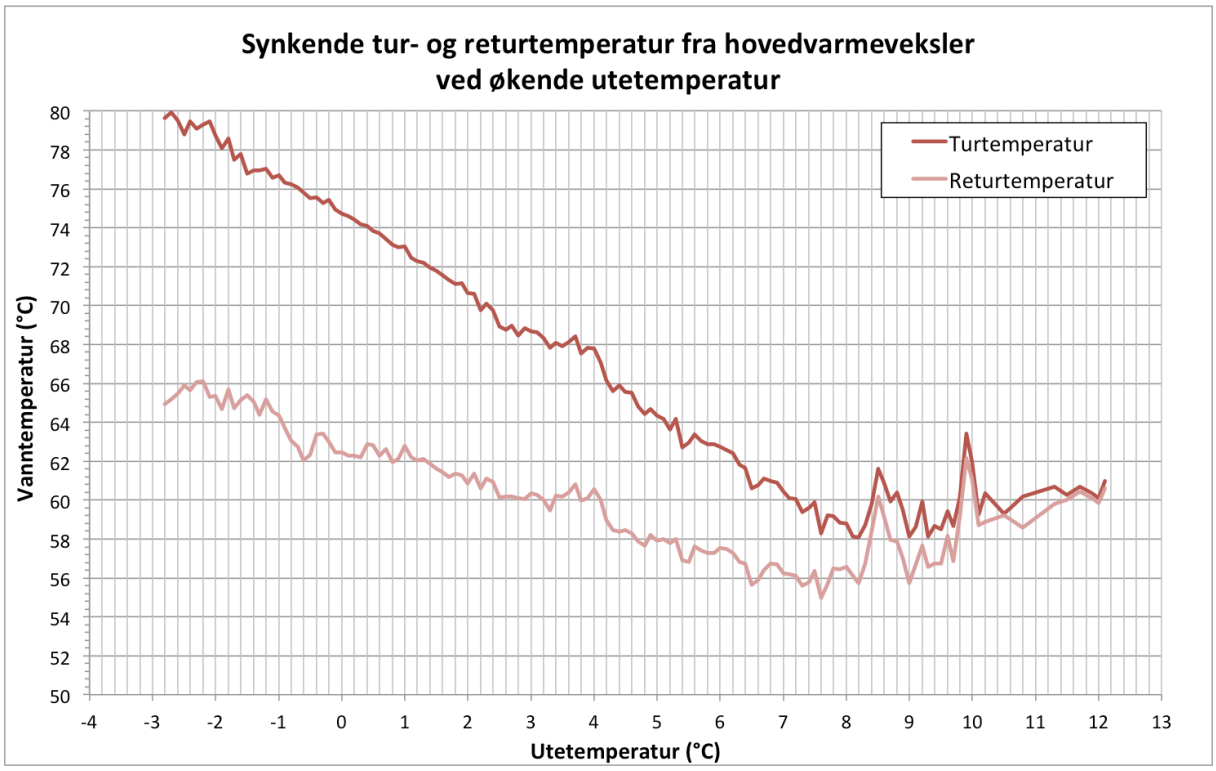
På bakgrunn av oppgitt turtemperatur og erfaringsbaserte tall fra NTNU Drift ble det estimert en reguleringskurve for returtemperaturen. Dette var nødvendig, da anlegget ble dimensjonert for å ta inn returtemperert vann på varm side, og varme dette ytterligere til oppvarmingsformål. Dette valget ble gjort da det hadde vært lite hensiktsmessig å ta inn turtemperatur, siden det ville både begrenset og vanskeliggjort valg av anleggstype og arbeidsmedium. Den estimerte kurven for returtemperatur er vist Figur 11.



Figur 10: Estimert kurve for returtemperatur i det interne fjernvarmenettet, samt reguleringskurve for turtemperatur.

Merk at returtemperaturen er beregnet til å maksimalt være ca. 65 °C, noe som er dimensjonerende temperatur for varm side av anlegget på Tungregnesenteret

I Figur 11 er de virkelige målte temperaturene for tur- og returvann i hovedvarmeveksler-sentralen gitt.



Figur 11: Virkelige målte tur- og returtemperaturer fra Hovedvarmeveksler-sentralen på Gløshaugen.

Dataene er fra perioden 26.02-05.05.15, og det er angitt en middelverdi for tur- og returtemperatur for hver målte endring i utetemperatur. Grunnet forholdsvis høye utetemperaturer over hele loggeperioden er det kun data ned til -3 °C utetemperatur

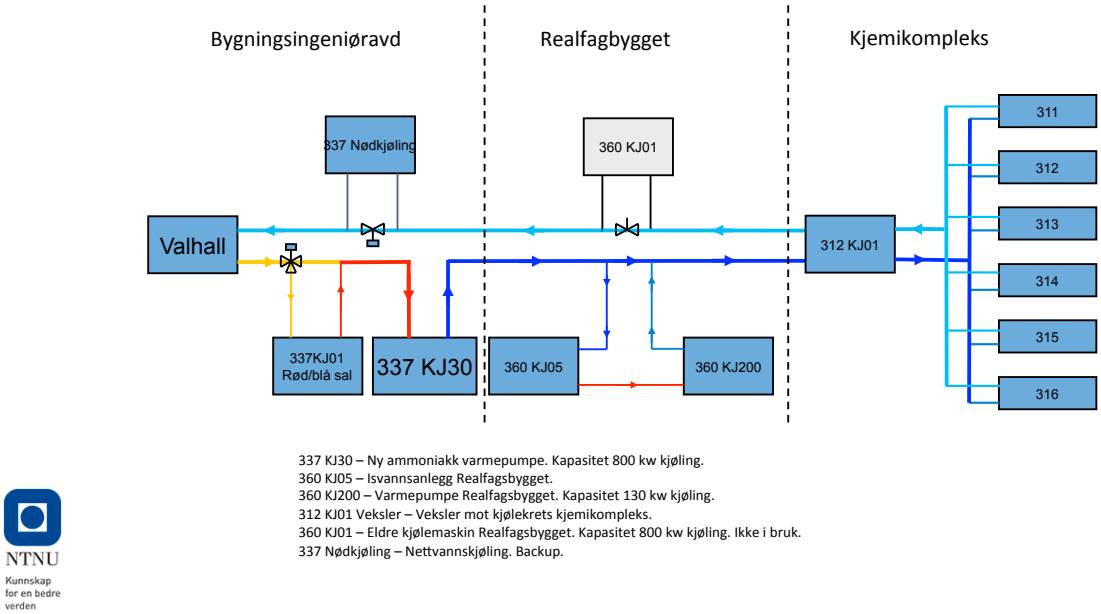
Det ses tydelig et lineært fall i både tur og returtemperatur i Figur 11, og temperaturene samsvarer relativt godt med de estimerte returtemperaturene i Figur 10. Temperaturnivået på returtemperaturen spesielt er noe høyt. Dette er imidlertid ingen overraskelse, da lave returtemperaturer alltid er vanskelig å oppnå i et komplekst varmenett. Om en ekstrapolerer kurven for observert returtemperatur til -10 °C, får en at det forventes en returtemperatur på 70 °C. Dette er altså 5 °C høyere enn estimert verdi, og må sies å være innenfor akseptabelt avviksområde. Om en ekstrapolerer turtemperaturkurven til utetemperatur på -10 °C, er forventet returtemperatur 94 °C, og 4 grader høyere enn forventet verdi på 90 °C.

Ved en utetemperatur på ca. 8-10 °C starter svingninger i tur- og returtemperaturene i Figur 11, og de ser ut til å flate ut noe. Dette skyldes at man har nådd punktet hvor varmeproduksjonen fra anleggene innad på Gløshaugen er tilstrekkelig til å dekke varmebehovet, og en går derfor over til å kun produsere all varme selv. Det står altså ved dette tidspunktet en $\Delta T \approx 0$ °C over hovedvarmeveksler-sentralen. NTNU Drift kjøper ingen varme fra det eksterne fjernvarmenettet/Statkraft Varme når utetemperaturen er tilstrekkelig høy.

7.2.3 Oppbygning av isvannsnettet og anleggets innkobling

Det er i den senere tid etablert et mindre isvannsnett mellom Byggteknisk 1, Realfagbygget og Kjemiblokkene (se Figur 5 og Figur 6 for geografisk plassering).

Det er på denne delen av Gløshaugen mye av det teknisk tunge utstyret som krever mye kjøling er sentralisert, og det er derfor etablert et kjølenett for å sammenkoble og samkjøre de ulike kjølemaskinene.

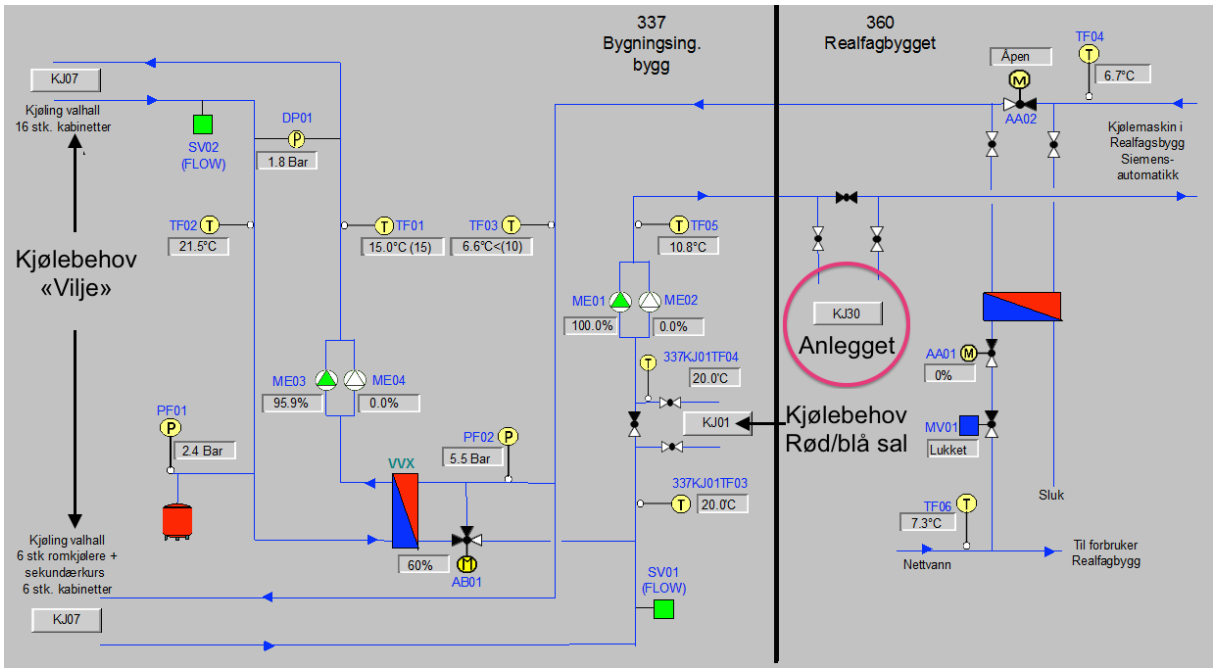


Figur 12: Kjølebehovene og kjølemaskinene tilkoblet isvannsnettet på Gløshaugen.

"337 KJ30" markerer i denne illustrasjonen anlegget som er studert i denne oppgaven, mens "Vallhall" og "Rød/blå sal" markerer hoved-kjølebehovene anlegget skal dekke. Figur utarbeidet av Øystein Engan ved NTNU Drift

Dette fører til høyere utnyttelsesgrad og dermed bedre energieffektivitet, samt bidrar til fleksibilitet og større driftssikkerhet. Isvannsnettet er også koblet mot nettvann, slik at en i nødssituasjoner kan igangsette veksling mot ferskvannsnettet i Trondheim.

Anleggets innkobling i isvannsnettet slik det er vist i SD-anlegget er vist i Figur 13.



Figur 13:Anleggets innkobling på kald side, vist i SD-anlegget

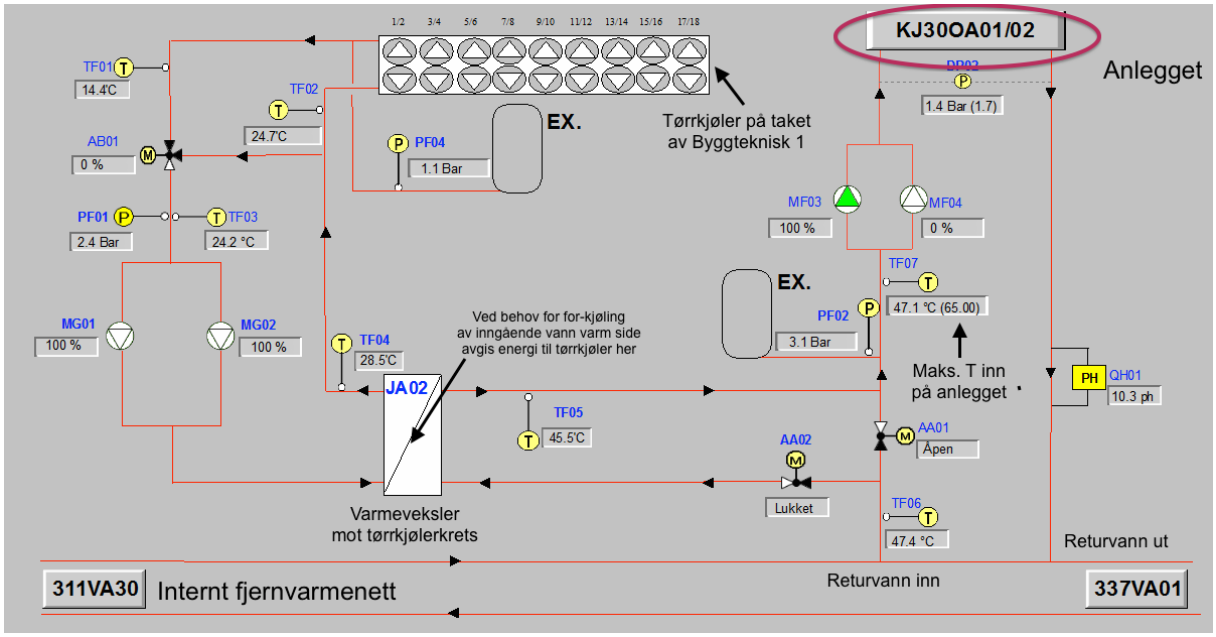
Kjølebehovene som anlegget skal dekke, primært superdatamaskinen "Vilje" og "Rød/blå sal" er markert inn. Anlegget (rød sirkel) er plassert i sammenkoblingen mellom Byggteknisk 1 og Realfagbygget (og nylig også Kjemiblokkene)

I Figur 13 er det markert av de ulike kjølebehovene som anlegget er designet for å dekke. Deriblant prosesskjølingen på superdatamaskinen "Vilje" og serverparkene "Rød/blå sal".

Tilstrømningen av isvann til de ulike anleggene er styrt med reguleringsventiler, som vist i Figur 13. Variasjoner i kjølebehov fører derfor til endring i trykktap i kretsen på grunn av inn og utkobling av varmevekslere med tilhørende trykkfall. Dette fører til at isvannsmengdene kan variere noe over tid.

7.2.4 Anleggets innkobling på varm side

Anlegget er tilkoblet returvannet i det interne fjernvarmenettet og egen tørrkjølerkrets som vist i Figur 14.



Figur 14: Anleggets innkobling i internt fjernvarmenett

Figur hentet fra SD-anlegget. Her vises anleggets innkobling i returvannstrømmen i det interne fjernvarmenettet. Settpunkt for maksimal vanntemperatur inn på anlegget er markert. Dersom denne temperaturen oppfattes til å være høyere enn settpunkt, vil ventil "AA02" gradvis åpnes slik at vann kan strømme til varmeveksler for tørrkjølerkretsen. Denne overskuddsvarmen avgis deretter i tørrkjøler plassert på taket av Byggteknisk 1.

Det henvises til avsnitt 12.8 for ytterligere informasjon om tørrkjølerkretsen.

7.3 Reguleringsstrategi

Kjøle- og varmepumpeanlegget er først og fremst et kjøleanlegg og reguleres deretter. Med andre ord er førsteprioritet å levere kjølebehovet, og dernest å gjenvinne så mye som mulig av varmen opptatt på fordampersiden.

7.3.1 Kald side

Prioriteten i forhold til levert kjøleytelse går som punktene under:

1. Levere kjøling tilsvarende behovet til superdatamaskinen ”Vilje”
2. Levere kjøling tilsvarende behovet til ”Rød/Blå sal”
3. Levere kjøling til andre anlegg tilkoblet det stadig voksende isvannsnettet på Gløshaugen

Regnekraften til Vilje er så etterspurt at det til enhver tid ligger arbeidsoppgaver på vent for å kjøres når kapasitet frigjøres. Dette betyr at kjølebehovet til superdatamaskinen er antatt å variere relativt lite over døgnet. Temperaturforholdene på kald side er derfor tilnærmet konstant 7/12 °C.

7.3.2 Varm side

På varm side varierer temperaturkravene etter utetemperaturen.

Temperaturen på inngående vann på varm side varierer etter utetemperaturen ved bruk av utekompenserings-kurvene i Figur 9. En høyere turtemperatur påvirker returtemperaturen i det interne fjernvarmenettet, og denne økes. Dette fører til en høyere temperatur inn på varm side av anlegget.

Anleggets reguleringsstrategi på varm side er derfor enkel. Anlegget må regulere sitt kondenseringstrykk for å tilpasses det temperaturnivået som til enhver tid kommer inn på varm side av anlegget, for å kunne avgi varme til vannet. Deretter skal anlegget søke å levere all varme til vannstrømmen. På grunn av tørrkjølerkretsen som er koblet inn før anlegget på tilkoblingen til returledningen vil vannet ved behov forkjøles til å ligge på et nivå som anlegget kan arbeide mot (maksimalt 65°C). Dette er først og fremst aktuelt på vår, sommer og høst hvor utetemperaturene gjør at varmebehovet blir så lavt at inngående vanntemperatur på anlegget kan bli for høy.

7.4 Måleutrustning

Anlegget er utstyrt med spesielt godt og omfattende måleutstyr, med den hensikt at det skal brukes til studentarbeid som denne oppgaven. Oversikten over dette er gitt i Tabell 1.

Tabell 1: Målepunkter i SD-anlegget for det kombinerte kjøle- og varmepumpeanlegget på Tungregnesenteret

Type føler	**Parameter målt**
Trykkfølere	Fordampningstrykk
	Kondenseringstrykk
	Oljetrykk
Temperaturfølere	Fordampningstemperatur
	Trykkgasstemperatur
	Isvann inn
	Isvann ut
	Vanntemperatur etter underkjøler
	Vanntemperatur etter kondensator
	Vanntemperatur etter oljekjøler
	Vanntemperatur etter Overheter
	Vann varm side inn
	Vann varm side ut
	Trykkrørstemperatur
pH-føler	Utgående varm vannstrøm
	Utgående kald vannstrøm
Energimåler med vannstrøm-måling, samt inngående og utgående vanntemperatur	Kald side
	Varm side

Alle målepunktene i Tabell 1 kan leses av i NTNUs SD-anlegg. I tillegg er det enkelte ubenyttede målepunkter (for eksempel sleideposisjon) som kan kobles opp mot SD-anlegget dersom det med tiden skulle vise seg ønskelig. Det er med andre ord mulig å overvåke nærmest alle anleggets parametere, noe som har bidratt til fyldigheten av analysen i denne oppgaven. Som det er diskutert i avsnitt 17 om feilkilder og måleusikkerhet, så er dessverre følerne av varierende nøyaktighetsgrad og dette har gjort at det er usikkerhet knyttet til målingene.

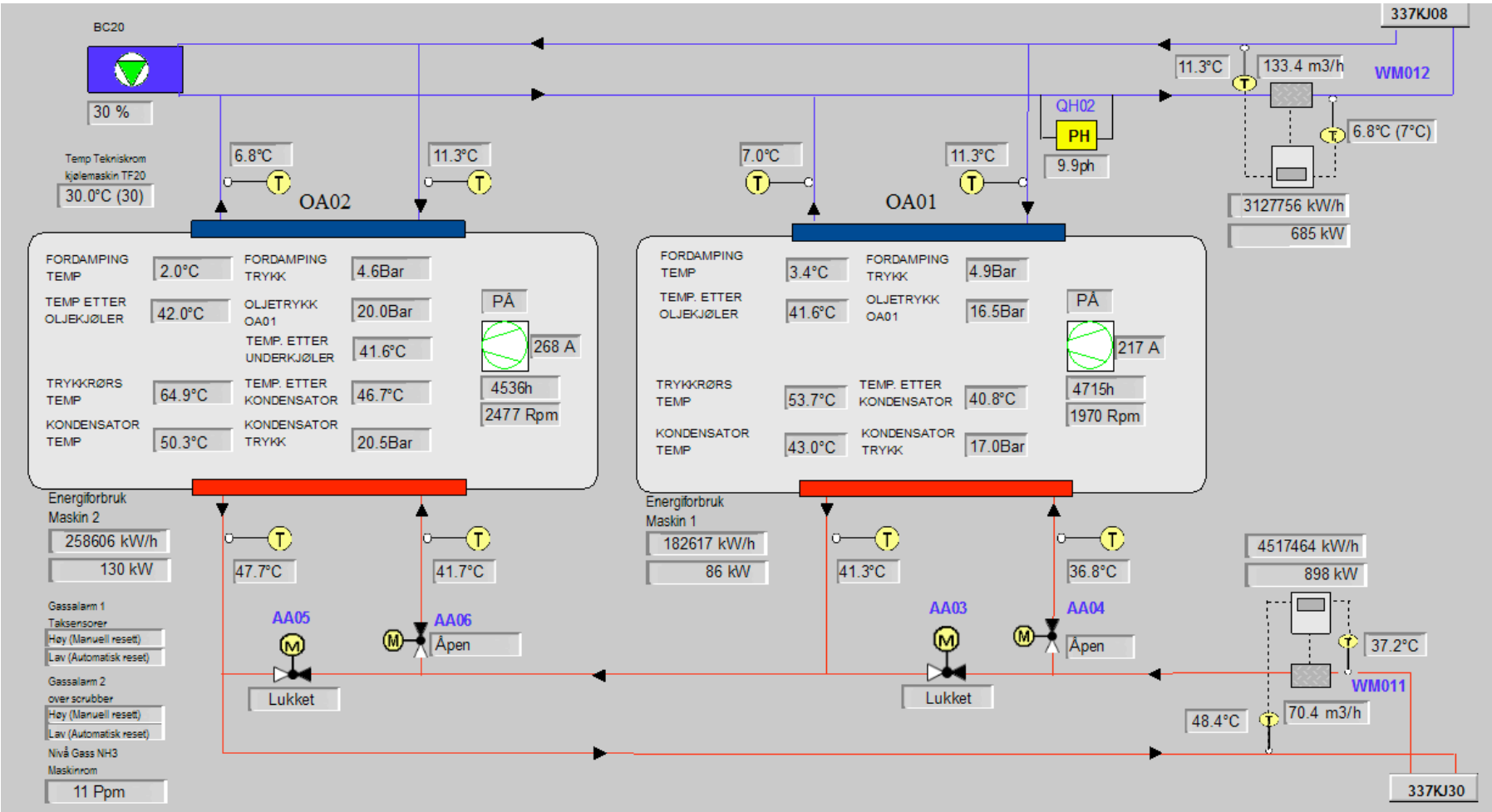
Skjermbildet for alle disse målepunktene i SD-anlegget er vist i Figur 15 på neste side.

Datagrunnlaget for samtlige av de tekniske analyser av anlegget er verdier målt gjennom datalogging på anlegget (via SD-anlegget). Loggingen ble iverksatt den 26. februar 2015, og opprettholdt ut juni 2015, og hadde en samlingsrate på 10 minutter.

Det er viktig å notere seg at anlegget ikke er et lab-anlegg, men et kjøle- og varmepumpeanlegg som er i kontinuerlig drift. Dette medfører at det til enhver tid er kjølebehov som dette anlegget og andre kjøleanlegg i isvannsnettet er forpliktet å dekke.

Når det har blitt foretatt spesielle tester på anlegget er det gjort mens alle anlegg har vært i drift. I situasjoner hvor kjøleytelsen under testing har blitt senket under behovet i isvannskretsen har det blitt brukt nettvann for å dekke dette kjølebehovet.

Dette påvirker måleresultatene og nøyaktigheten på beregningene.

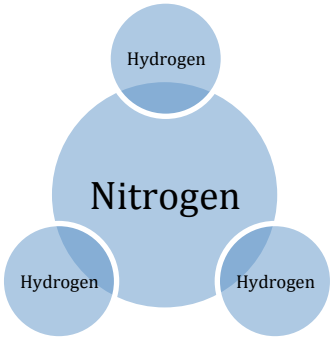


Figur 15: Anlegget i NTNUs SD-anlegg.

Alle nøkkelverdier for anleggets drift kan leses av i dette skjermbildet til enhver tid

7.5 Ammoniakk som arbeidsmedium

Anlegget benytter ammoniakk som arbeidsmedium. Ammoniakk er også kjent under kjemiske betegnelse, NH_3 (nitrogen tri hydrat) og som kuldemediet R717.



Figur 16: Ammoniakk, NH3, R717

Ammoniakk har vært brukt til i kuldeanlegg siden 1867, og var ledende arbeidsmedium innen kjøleteknikk frem til 1930-tallet, da halokarbonene tok over (Lorentzen, 1988).

I de senere år har de naturlige kuldemediene (spesielt ammoniakk og CO_2/R744) opplevd en økning av bruk i varmepumpe- og kjøleanlegg. Dette gjelder spesielt i store anlegg (over 100 kW).

Både den lange historien og økningen i bruk i de senere år gjør at teknologien og erfaringene med ammoniakk til dette formålet er således godt kjent.

I tillegg er gassen, som er en vanlig kjemisk sammensetning i naturen, ikke til fare for ozonlaget og vil ikke medvirke til drivhuseffekten (ODP = GWP = 0). Dette gjør ammoniakk og de andre naturlige kjølemediene (Propan, R290, og karbondioksid, R744) stadig mer aktuelle.

Gassen er omtrent 40 % lettere enn luft, og den stiger derfor raskt og tynnes lett ut om den slippes ut i uteluft. Et vanlig tiltak for å ventilere unna eventuelle ammoniakklekkasjer er derfor å slippe den ut i pipe over tak.

7.5.1 Termofysikalske egenskaper

Ammoniakk kjennetegnes ved å ha spesielt gode termofysikalske egenskaper, og er på grunn av dette og tekniske egenskaper overlegen i forhold til HFK-blandingene. Blant ammoniakkens gode termofysikalske egenskaper er følgende:

- Lav molvekt: 17,03 g/mol
- Svært lav gasstetthet, ρ_g: 4 kg/m^3 ved 0°C
- Relativt lav væsketetthet, ρ_l: 639 kg/m^3 ved 0°C
- Et høyt kritisk punkt: 114,2 bar og 133,0 0°C
- Et bredt tofaseområde som gir stor fordampnings- og kondenseringsentalpi

For kjøle- og varmepumpeanlegg hvor ammoniakk benyttes betyr dette blant annet følgende aspekter for anlegget:

- Lav massestrøm
- Små rørdimensjoner
- Lave trykktap i varmevekslere, rør, ventiler
- Lave prosesstap i kompressor
- Medium til stort kompressorvolum
- Høy trykkgasstemperatur
- Et stort mulig arbeidsområde grunnet et høyt kritisk punkt

For å vise hvordan ammoniakk skiller seg positivt ut fra andre arbeidsmedier er det i Tabell 2 vist enkelte termofysikalske egenskaper til ammoniakk og noen andre arbeidsmedier. Merk at R-22 nå i stor grad er utfaset, men dette er tatt med for ekstra sammenligningsgrunnlag da det fortsatt pågår utskifting av R-22 anlegg (etterfylling ble forbudt i Norge fra 1. Januar 2015).

Tabell 2: Enkelte termofysikalske egenskaper for noen arbeidsmedier. (Stene, 2001)

Egenskap	**Enhet**	**R-22**	**R-134a**	**R717**	**R290**	**R744**
Molvekt	*g/mol*	86,5	102,0	**17,0**	44,0	44,01
Fordampningsvarme (ved 0°C)	*kJ/kg*	204,9	198,4	**1261,7**	377,3	231,6
Termisk konduktivitet, væske (ved 0°C)	*W/mK*	0,100	0,092	**0,539**	0,109	0,105
Termisk konduktivitet, gass (ved 0°C)	*W/mK*	0,009	0,012	**0,022**	0,082	0,023
Spesifikt volum, væske (ved 0°C)	dm^3/kg	0,780	0,768	**1,566**	1,890	1,073
Spesifikt volum, gass (ved 0°C)	dm^3/kg	47,0	71,0	**290,2**	97,1	10,2
Kinematisk viskositet, væske (ved 0°C)		0,184	0,212	**0,303**	0,343	0,095
Kinematisk viskositet, gass (ved 0°C)		0,565	0,880	**2,993**	0,730	0,156
Eksplosjonsområde	*Vol.%*	-	-	**15-28**	2,1-9,8	-
Antenningstemperatur	*°C*	-	-	**630**	470	-

Med sin svært lave molvekt på kun 17 g/mol skiller ammoniakk seg svært positivt ut i denne sammenligningen. Det bidrar nemlig til høyere effektivitet på anlegg med ammoniakk. Dette skjer blant annet ved at fordampningsvarmen er i størrelsesorden omtrent omvendt proporsjonal med molvekten. Dette viser tabellen, hvor fordampningsvarmen til ammoniakk er svært høy sett mot de andre presenterte mediene (hele 6,35 ganger den til R-134a).

Kuldemedier med lav molvekt preges også av et høyere spesifikt volum (som også vises i tabellen) og dermed en relativt lav tetthet. Dette gir behov for mindre rørdimensjoner og mindre ventiler, som gjør at trykktapene blir lave.

Imidlertid fører den lave molvekten til at ammoniakk ikke egner seg til bruk i turbo-kompressorer, da den ville krevd svært mange trinn (ca. 6 ganger så mange som R-134a). (Stene, 2001)

Også varmeveksling skal, etter tabellen, gå i favør av ammoniakk. En høy konduktivitet i væskefase betyr at varmevekslingen i kondensator og fordamper vil foregå effektivt og svært godt.

Ammoniakkgass er brennbar, men kun i volumkonsentrasjoner i luft mellom 15-28 %. Den krever også svært høy antennelsestemperatur (630 °C). Brann- og eksplosjonsfare ved ammoniakklekkasjer regnes derfor som svært lav, men det gjøres likevel tiltak på bakgrunn av dette i eksisterende standarder (se kapittel 15).

7.5.2 Giftighet og andre ulemper ved bruk av ammoniakk

Ammoniakk er en giftig og fargeløs gass, med en svært karakteristisk og stikkende duft. Lukten kan kjennes ved svært lave konsentrasjoner (helt ned mot 5-20 PPM), noe som fungerer som et svært godt varslingsvern om lekkasje. Gassen virker irriterende på kroppens slimhinner, og merkes godt selv ved lave konsentrasjoner ved å svi og gi en ”stikkende” eller kløende følelse (merkes først og fremst på øyne, hals, nese). Ved lave konsentrasjoner skjer ingen varig skade på mennesker som oppholder seg nær ammoniakkgass, selv om det er irriterende og ubehagelig. Ved høye konsentrasjoner derimot kan eksponering til ammoniakkgass ha dødelig utfall. I væskeform er ammoniakk etsende, og gir ved hudkontakt sår som minner om brann- og frostskade på samme tid.

Det er individuelle forskjeller fra person til person hvor høy konsentrasjon som fører til ulike irritasjonsgrader, samt hvor mye eksponering over tid en kan tåle. Den laveste rapporterte konsentrasjonen som har resultert i død ved korttidseksponering for ammoniakkgass er 5 000 PPM, men det er også beregnet at det eksisterer dødsrisiko ved å utsettes for konsentrasjoner over 2 400 PPM i over 30 minutter. En sammenstilling av gjennomsnittlige konsentrasjoner og deres respektive utfall er gjengitt i Tabell 3.

Tabell 3: Fysiske utfall ved menneskelig eksponering for ammoniakkgass

(Gangopadhyay and Das, 2008)

Utfall	**Konsentrasjon (PPM)**
Umiddelbar fare for liv og helse	5 000
Minimal irritasjon i slimhinner og luftveier	5
Middels irritasjon i slimhinner og luftveier	9 - 50
Kraftig irritasjon i slimhinner og luftveier	125 - 137
Markant dypere pust, kraftig irritasjon i de øvre luftveiene	500 (30 min)
Umiddelbar sterk og ubehagelig irritasjon	700
Følelsen av sviktende pust, smerter i brystet, væskeansamlinger i lungene (kan føre til død)	1 500 - 10 000

Som Tabell 3 viser skal det svært lave konsentrasjoner til før ammoniakkgassen kan merkes i nese og svelg, og virke stikkende og irriterende. Den kan da oppleves som svært panikkskapende, og dette er en av de store utfordringene ved ammoniakk. Det skal såpass høye konsentrasjoner til for å skape et svært skadelig utfall ved eksponering. Men ettersom gassen er mulig å kjenne ved så lave konsentrasjoner, kan det oppstå panikk dersom en mindre og "ufarlig" gasslekkasje skulle forekomme på steder med store menneskemengder. Det er derfor fortsatt langt mer vanlig å bruke ammoniakk i store industrielle anlegg (som på fabrikker) enn i publikumsområder (selv ved alle nødvendige sikkerhetstiltak på plass), selv om trenden er økende for bruk av ammoniakk utenfor industrien.

Dersom ammoniakk blandes med vann kalles det salmiakk, og dette er et etsende materiale som gjør at kobber og sink korroderer. Dette fører til at det i ammoniakkanlegg stilles krav til bruk av alternative materialer (som rustfritt stål) der en tradisjonelt bruker kobber eller sink. Dette gjelder også for sveisede sømmer på rørføringer, som må gjøres forsvarlig mot ammoniakkens korroderende egenskaper. Tradisjonelle pakninger må ofte utformes i andre materialer enn på HFK-anlegg, da vanlige gummipakninger kan ødelegges av salmiakk-blandingen.

8 Teoretiske betraktninger

8.1 Metode

Det ble samlet inn data fra det tekniske dokumentgrunnlaget som var tilgjengelig. Det ble besluttet å bruke dimensjoneringspunkt, eller maksimalverdiene for anleggets drift, som studiepunkt i de teoretiske betraktningene. Data ble samlet inn fra ulike kilder i teknisk grunnlag, og systematisert før det ble besluttet å forsøke å bruke to ulike dataverktøy for å simulere de temperaturnivåene prosessen ble angitt til å ligge ved.

8.2 Benyttede dataverktøy

I de teoretiske beregningene er programmene CoolPack og RnLib brukt.

CoolPack er et simuleringsverktøy for svært grunnleggende beregninger for kjøle- og varmepumpesystemer. Det er utviklet ved Danmarks Tekniske Universitet (DTU), og gir muligheten til å studere omtrentlige verdier for aktuelle temperaturnivå. Det kan således være et nyttig verktøy i innledende studier. Det har imidlertid flere begrensninger, som at en ikke kan dele opp ulike temperaturnivå på varm side utover å angi hvorvidt en har underkjøling og hvorvidt en utnytter overhetningsvarmen.

RnLib er et annet simuleringsverktøy for kjøle- og varmepumpeprosesser utviklet ved NTNU. Det fungerer som en tilleggspakke til Microsoft Excel, og nyttiggjør en stor database over termodynamiske data for alle kjølemedier. Det har mer fleksibilitet enn CoolPack da en ved å bruke databasene riktig kan lage sitt eget oppsett av temperaturnivå innad i kretsen. Dette var svært nyttig og helt essensielt for å kunne analysere hvilket bidrag aggregatene kunne levere i de ulike varmevekslerne. Tabellene i RnLib-databasen er basert på lab-målinger på ulike kuldemedier. Dette betyr at det derfor er et noe begrenset datasett som er brukt, og at en har interpolert mellom verdiene målt for å få en fullstendig termodynamisk tabell. Dette kan føre til mindre feil i beregningene.

8.3 Log p/h-diagram og input-data for den teoretiske prosessen

For å danne et bilde av den helt basale prosessen ut fra temperaturnivåene i kretsen ble det laget et log p/h-diagram. Prosessen vist er fullstendig uten tap (isentropisk kompresjon, η_{is}=1), og representerer derfor ikke den virkelig syklusen for anlegget som er studert videre i denne teksten. Det danner imidlertid et bakteppe for de termodynamiske nivåene som prosessene ligger på, og hvilke COP som ideelt sett er mulig å oppnå.

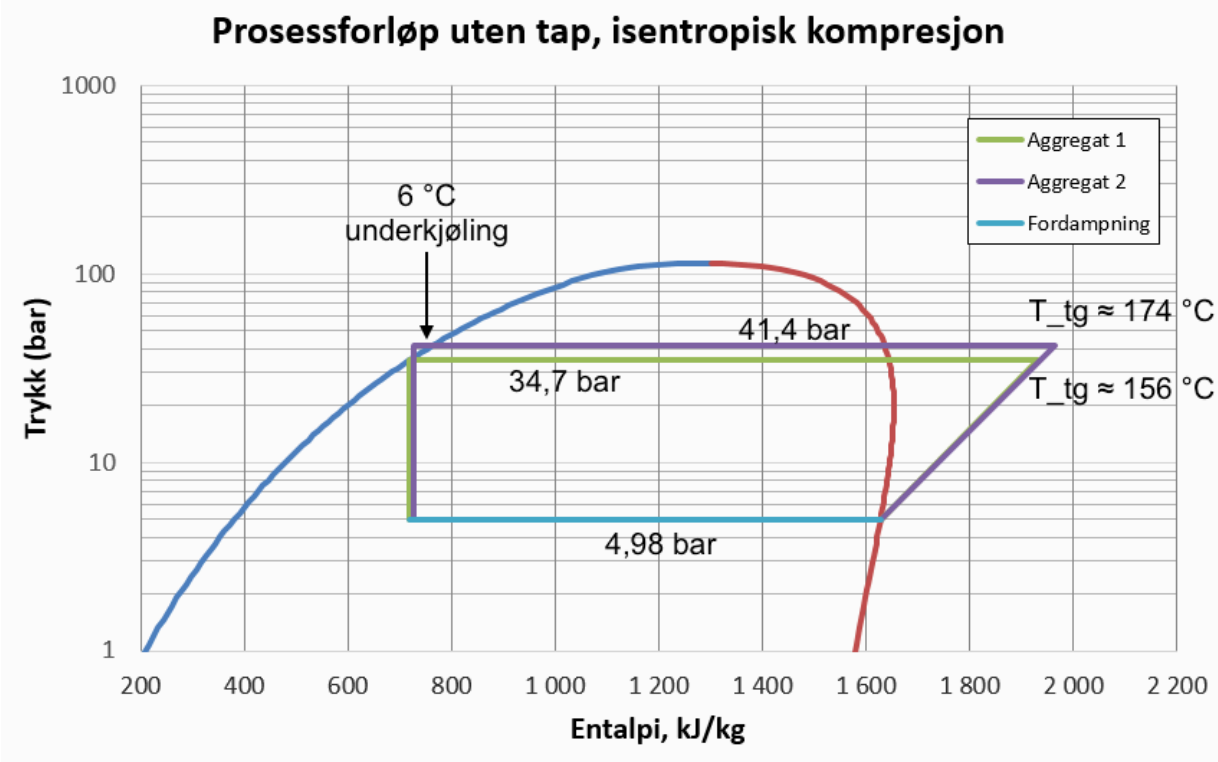
Det ble her valgt fordampning på begge aggregater ved 4 °C og kondensering ved henholdsvis 72 °C og 80 °C. Dette vil si at kondenseringstemperaturen ligger på det absolutt laveste som den kan være og samtidig levere ønsket utgående vanntemperatur (gitt utnytting av overhetningsvarmen).

I et realistisk scenario og en enkel/tradisjonell varmepumpe med kun kondensator på varm side vil kondenseringstemperatur måtte ligge noe over dette for å kunne levere utgående vanntemperatur på henholdsvis 72 °C og 80 °C i de to aggregatene (for eksempel 4-5 °C). For å danne et bilde av den høyeste mulige COP og ε_c , fungerer det derimot bra.

En kan også argumentere for at det kunne vært mulig å levere utgående vann ved høyere temperatur enn kondenseringstemperatur ved korrekt dimensjonering av en overheter som kan nytte varmen i trykkgassen. Overheterens prinsipielle funksjon er diskutert ytterligere i 12.6.3.

8.3.1.1 Teoretisk prosessforløp uten tap

Anleggets log(p)-h diagram for prosessen uten tap er vist i Figur 17.



Figur 17: Log p/h-diagram for prosessforløp uten tap,

Verdiene for prosessen ble satt utfra temperaturnivå gitt for varm og kald side. Isentropisk kompresjon. 6 graders underkjøling i Aggregat 2. Beregnet ved bruk av RnLib.

Som Figur 17 viser er det potensielt høye trykkgasstemperaturer når anlegget jobber med ammoniakk. En trykkgasstemperatur på dette nivået på et virkelig anlegg ville vært for høy for de fleste materialtyper, og kunne ødelagt pakninger og ført til koksing av oljen.

Det ble i denne analysen valgt 6 °C underkjøling, da dette var den prosjekterte verdien.

Data som er brukt som input-verdier for prosessen i Figur 17 er vist i Tabell 4.

Tabell 4: Verdier for prosessforløpet i Figur 17.

Isentropisk kompresjon.

	Aggregat 1	Aggregat 2	Enhet
T_f	4	4	°C
P_f	4,98	4,98	bar
T_k	72	80	°C
P_k	34,67	41,41	Bar
$T_{trykkgass}$	156,5	173,7	°C
$\Delta h_{fordamper}$	910,3	900,2	kJ/kg
$\Delta h_{kondensator}$	1212,4	1236,7	kJ/kg
$\Delta h_{kompressor} = W$	302,1	336,4	kJ/kg
π	6,96	8,32	-
ε_{Carnot}	5,07	4,64	-

Som Tabell 4 viser er det forventet høye Carnot-effektfaktorer for denne prosessen. Dette skyldes at prosessen her er fri for tap, og rent ideell med isentropisk kompresjon.

Videre kan det kommenteres at trykkløftene på ca. 7 og ca. 8,3 er svært høye, og at dette peker mot at prosessen kunne vært mer effektiv dersom den var designet som en to-trinns prosess. Generelt øker energiforbruket til kompresjonsprosessen med ca. 2-4 % per °C økning i temperaturnivå på høytrykkssiden (Stene, 1993).

Δh-verdiene, eller entalpiforskjellene, for både kondensator og fordamper er svært høye, som jo er forventet med ammoniakk, som forklart i Tabell 2 hvor ulike arbeidsmedier ble presentert.

8.3.1.2 Teoretisk prosessforløp med ”virkelige” temperaturnivå og tap

For de innledende teoretiske betraktningene av anlegget er det benyttet data gitt for dimensjoneringspunktet i teknisk dokumentasjon. Disse er presentert i Tabell 5.

Tabell 5: Data for beregning av ytelse i dimensjoneringspunkt.

Data hentet fra teknisk dokumentasjon og tilbudsdokumentene til anlegget.

	Aggregat 1		**Aggregat 2**	
	Varm side	**Kald side**	**Varm side**	**Kald side**
Inngående vann	65 °C	12 °C	72 °C	12 °C
Utgående vann	72 °C	7 °C	80 °C	7 °C
Vannstrøm vann	21,1 liter/sek	19 liter/sek	21,1 liter/sek	19 liter/sek
Ytelse	626 kW	400 kW	688 kW	400 kW
Effektbehov	226 kW		288 kW	
COP_{varme} / $COP_{kjøling}$	2,77 / 1,77		2,39 / 1,39	

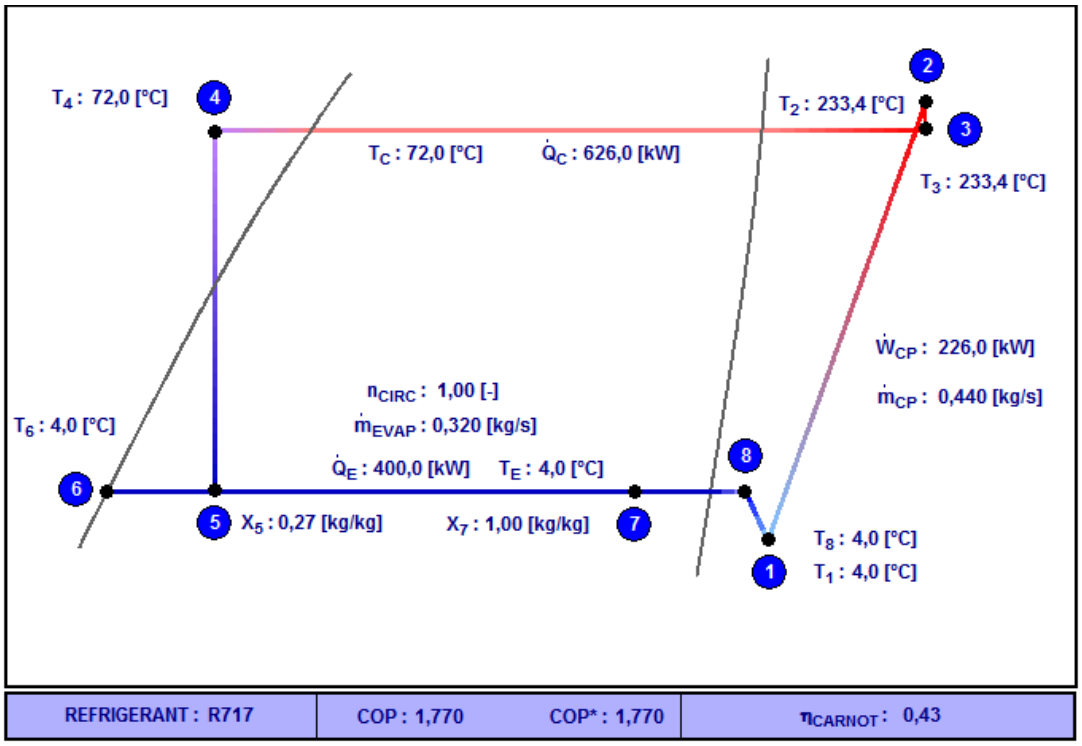
På bakgrunn av dette ble følgende teoretiske forløp beregnet ved hjelp av CoolPack.

Merk at CoolPack dessverre ikke gir muligheten til å inkludere oljekjølere, kun overheter og underkjøler, og denne simuleringen av prosessen ga derfor ikke et fullgodt sammenligningsgrunnlag til det faktiske anlegget.

For å se på det teoretisk mulige på aggregatene er det tatt utgangspunkt i at varmen i overhetet gass utnyttes, slik at kondenseringstemperaturen ligger på et urealistisk nivå dersom en ikke skulle utnyttet overhetningen (dvs. samme ønsket utgående vanntemperatur).

Underkjølingen i Aggregat 2s underkjøler er satt til 6 K, som beskrevet i teknisk dokumentasjon for underkjøleren (se avsnitt 12.3).

En får da log p/h-diagram og systemforløp for de to aggregatene som vist i Figur 18 og Figur 19. Merk at CoolPack kun gir COP for kjøling (vist i verktøylinjen nederst i figurene), og for å få COP for varmeytelse må en legge til 1 på denne verdien.

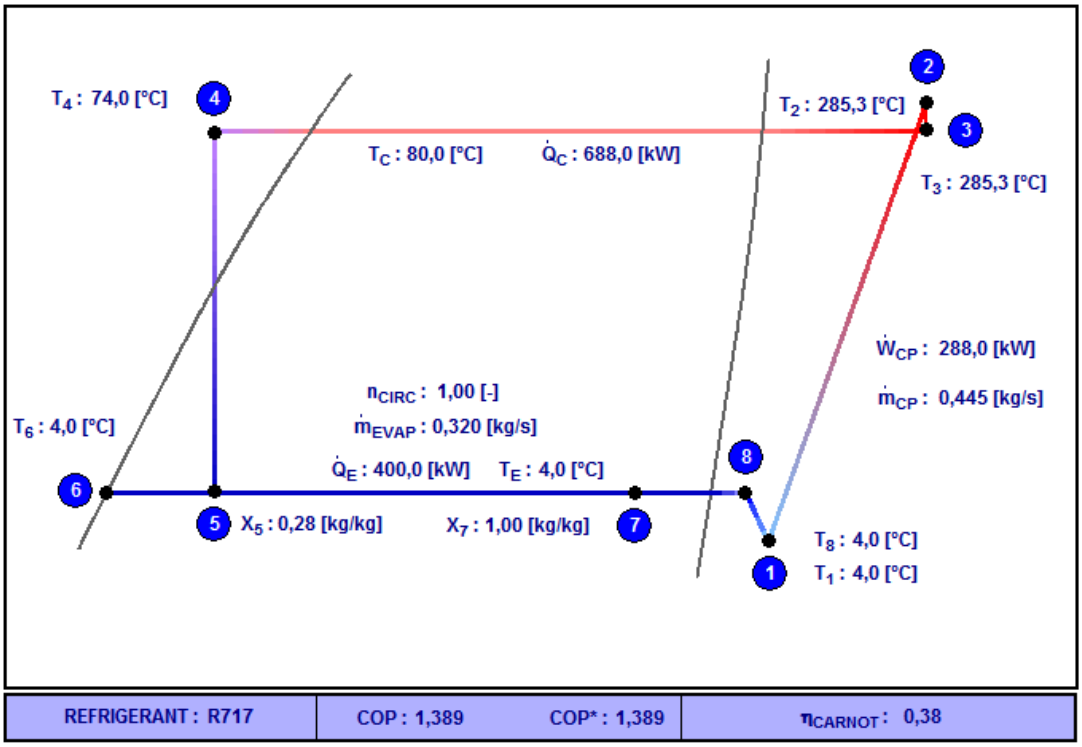


Figur 18: Aggregat 1 simulert i CoolPack

Aggregatet ble simulert med kun oppgitte tabellverdier for kompressorarbeid og varme- og kjøleytelser ved dimensjoneringspunkt. Teoretisk og illustrativt bilde av prosessen fra CoolPack. Merk den høye trykkgasstemperaturen og COP for kjøling på 1,77.

Også i Figur 18 er det vist svært høye trykkgasstemperaturer. I denne teoretiske simuleringen oppnås en trykkgasstemperatur på hele ca. 233 °C. I RnLib-isentropisk simulering ble trykkgasstemperaturen funnet til å være 156°C.

Dette, og den lave Carnot-virkningsgraden på 43 %, tyder på en langt fra ideell kompresjonsprosess, som fører til at prosessen havner svært langt ut til høyre i trykk-entalpi diagrammet, og dermed får en høy trykkgasstemperatur. Dette kan potensielt bety høye tap.



Figur 19: Aggregat 2 simulert i CoolPack

Aggregatet ble simulert med kun oppgitte tabellverdier for kompressorarbeid og varme- og kjøleytelser ved dimensjoneringspunkt. Teoretisk og illustrativt bilde av prosessen fra CoolPack. Det er inkludert 6 °C underkjøling. Merk den høye trykkgasstemperaturen på 283 °C og COP for kjøling på ca. 1,39.

Det er i Figur 19 presentert et teoretisk prosessforløp for Aggregat 2 ved de dimensjonerende verdiene. I denne simuleringen ble trykkgasstemperaturene funnet til å kunne nå opp mot ca. 285 °C. Som nevnt for aggregat 1 hadde det medført ødeleggelser av pakninger, samt koksing av oljen å arbeide på temperaturnivå som dette. Det ville også ført til høye tap, dersom ikke energien i overhetningsområdet ble nyttet på en god måte (som ved bruk av overheter eller oljekjøler).

Avslutningsvis for denne teoretiske simuleringen nevnes det at det COP-verdiene vist i CoolPack de samme som i den tekniske dokumentasjonen. Dette er selvsagt, ettersom de er basert på samme ytelser og kompressorarbeid.

8.3.2 Diskusjon av teoretiske betraktninger

Carnot-effektfaktor, ε_c, angir effektfaktoren for en ideell og tapsfri varmepumpeprosess. Denne ble beregnet for prosessens absolutte nullnivå ved bruk av RnLib. Prosessens verdier og forløp er gjengitt i Tabell 4 og i Figur 17.

Carnot-effektfaktoren er definert som under:

$$\varepsilon_c = \frac{Q}{W} = \frac{T_k}{T_k - T_f}$$

Carnot-effektfaktoren er altså et mål på hvor god prosessen er, eller forholdet mellom opptak av varme og avgivelse av denne energien. I tabellene for de teoretiske beregningene er det gitt at Carnot-effektfaktorene for temperaturnivåene på dette anlegget er 5,07 og 4,64 på henholdsvis Aggregat 1 og Aggregat 2. COP for aggregatene er også klargjort på bakgrunn av teknisk dokumentasjon, på henholdsvis 2,77 og 2,39 for Aggregat 1 og 2. På grunnlag av disse dataene kan man approksimere η_c, eller Carnot-virkningsgraden som:

$$COP = \varepsilon_c \cdot \eta_c \rightarrow \eta_c = \frac{COP}{\varepsilon_c}$$

Formelen og dataene over gir at Carnot-virkningsgraden for aggregatene er på **54 %** for Aggregat 1 og **51,5 %** for Aggregat 2.

Om dette ses i forhold til Carnot-virkningsgradene beregnet i CoolPack (**43 % og 38 %** for henholdsvis Aggregat 1 og Aggregat 2, vises nederst i Figur 18 og Figur 19) kan man allerede fastslå at Carnot-virkningsgraden er høyere for den teoretiske prosessen enn for nullnivået som ble simulert i CoolPack. Forskjellen er tapene som er inkludert i de tabulerte verdiene for kompressorarbeid fra produsenten, ettersom man ikke har isentropisk kompresjon, som var det som ble vist i Figur 17.

Forskjellene er altså 11% for Aggregat 1 og 13,5 % for Aggregat 2.

9 Referansepunktsanalyse

I dette kapittelet er det fokusert på anleggets momentanverdier. Målte verdier på anlegget i et valgt referansetidspunkt er presentert, før de er brukt i en termodynamisk analyse.

Diagrammer for trykk-entalpi (log p/h) og temperatur-entropi (T-s) er utarbeidet for verdiene målt.

Deretter blir verdier for kuldemediesiden (ammoniakk) sett opp mot temperaturene målt i vannstrømmene.

Totalt danner diskusjonen grunnlag for en avsluttende sammenligning av verdiene på de to sidene av alle varmevekslerne, og eventuelle avvik.

9.1 Valg av referansepunkt

For å studere anleggets ytelser og effektivitet i et referansepunkt og sammenligne disse verdiene mot teoretiske beregninger måtte det velges et referansepunkt.

For denne analysen ble det valgt å studere verdiene målt i måletidspunktet *kl. 10.10 den 9.april 2015.* Dette tidspunktet ble valgt da temperaturnivåene ved dette tidspunktet ble ansett for å være typiske for anleggets normale drift, både på varm og kald side.

Inngående vanntemperatur på varm side på 50,8 °C lå tett opp mot middelverdien på inngående vanntemperatur målt over langtidsloggingen (51 °C, gjennomsnittet over perioden 26. februar – 5. mai 2015. Se avsnitt 10.2.1).

Inngående temperatur på kald side av anlegget, inngående isvannstemperatur, ble målt til å være 11,8 °C, mens utgående vann fra aggregatenes fordampere ble mål til henholdsvis 5,9 °C og 6,9 °C i Aggregat 1 og Aggregat 2. Aggregat 1 senket altså temperaturen på kald side én grad mer enn sitt settpunkt på 7 °C, mens Aggregat 2 leverte et temperaturfall på 4,9 °C. Vannstrømmen på kald side ble målt til 135,6 m^3/h, mens den på varm side var 70,5 m^3/h.

Anlegget ble i referansepunktet målt til å levere en kjøleytelse på 851 kW i dette tidspunktet, og en varmeytelse på 1188 kW, som svarer til over 100 % kjøleytelse og ca. 90 % av maksimal avgitt varmeeffekt. Ettersom anlegget er regulert etter kjøleytelse, og denne var både målt og antatt til å være tilnærmet konstant maksimal (se avsnitt 7.3 om anleggets reguleringsstrategi) ble dette ansett som representative verdier for ytelser.

Referansepunktet og målte verdier ble dermed ansett for å kunne gi et godt og tilfredsstillende bilde av anleggets ytelse og effektivitet i gjennomsnittlig drift.

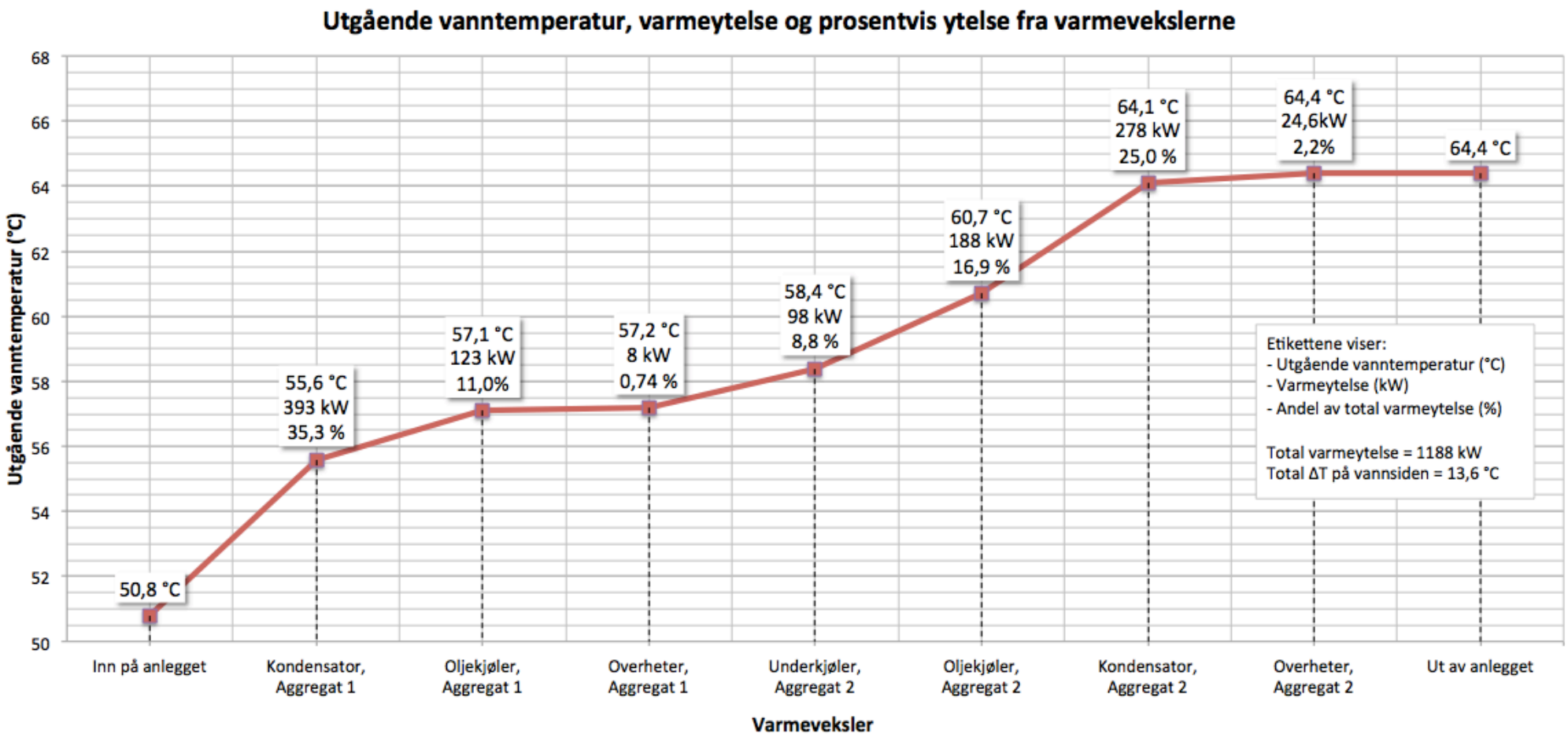
9.2 Data målt i referansepunktet

Ved dette tidspunktet leverte anlegget totalt 851 kW kjøleytelse, altså 6 % over sin prosjekterte maksimale kjøleytelse på 800 kW. Med andre ord skulle det valgte referansepunktet kunne gi et bilde av anlegget under full last.

Varmegjenvinningen førte til at det ved dette tidspunktet ble avgitt 1188 kW varme på varm side. Vannet inn på anlegget hadde en temperatur på 50,8 °C, som ble hevet til en utgangstemperatur på 64,4 °C.

Denne varmeytelsen spredde seg i referansepunktet over varmevekslerne som vist i Figur 20 på neste side. Fordelingen over varmevekslerne vil diskuteres mer i detalj senere i oppgaven, og det henvises til kapittel 12, hvor både informasjon og tekniske data om varmevekslerne og deres ytelser ved ulike driftssituasjoner er presentert og diskutert.

Dataene i anlegget som ble logget i referansepunktet er gitt i Tabell 6. Disse dataene dannet grunnlaget for referansepunktsanalysen, som er beskrevet og diskutert i dette kapittelet og dets underkapitler.



Figur 20: Ytelsesfordeling mellom de ulike varmevekslerne i referansepunktet. Tallene er basert på målte temperaturøkninger på vannstrømmen gjennom anleggets varme side i referansepunktet. Dataetikettene viser utgående vanntemperatur fra aktuell varmeveksler, varmeytelse i kW og prosentandel av total varmeytelse.

Tabell 6: Verdier på anlegget målt for referansepunktet, 9. april 2015 kl. 1010

	Parameter	Aggregat 1	Aggregat 2	Enhet
Ytelser	Kjøleytelse	465	386	kW
	Varmeytelse	524	588	kW
COP	COP $_{kjøling}$	2,51	1,67	-
	COP $_{varme}$	2,83	2,87	-
	COP $_{total}$ / Energiutbytte	5,34	5,67	-
Kompressor og motor	Elektrisk tilført effekt	185	231	kW
	Trykkløft	5,28	7,3	-
	Turtall	3180	3574	RPM
Fordamper	Fordampningstemperatur	2,4	-1,8	°C
	Fordampningstrykk	4,7	4,0	bar
	Vannstrøm kald side	135,6 totalt ≈ 67,8 per aggregat		m^3/h
	Vanntemperatur inn	11,8	11,8	°C
	Vanntemperatur ut	5,9	6,9	°C
Kondensator	Kondenseringstemperatur	57,9	64,7	°C
	Kondensatortrykk	24,8	29,3	bar
Overheter og oljekjøler	Trykkgasstemperatur	75,3	85,3	°C
	Oljetrykk	24,2	28,8	bar
Vannstrøm og vanntemperaturer varm side	Vannstrøm varm side	70,5	70,5	m^3/h
	Vanntemp. inn varm side	50,8	57,3	°C
	Vanntemp. etter underkjøler	-	58,4	°C
	Vanntemp. etter kondensator	55,6	64,1	°C
	Vanntemp. etter oljekjøler	57,1	60,7	°C
	Vanntemp. etter overheter	57,2	64,4	°C

9.2.1 Kommentarer til målte data i referansepunktet

Alle kommentarer refererer til verdier i Tabell 6.

Avvik i målt COP

- I Aggregat 1 er det målt $COP_{kjøling}$ på 2,51, og en COP_{varme} på 2,83.
- I Aggregat 2 er det målt $COP_{kjøling}$ på 1,67, og en COP_{varme} på 2,87.
- Det er altså avvik fra regelen om at $COP_{varme} = COP_{kjøling} + 1$.

I tillegg er $COP_{kjøling}$ på Aggregat 2 målt til å være svært lav. Dette skyldes lav målt kjøleytelse, men likevel relativt høy elektrisk effekt tilført kompressor.

Ulike kjøleytelser

Mens Aggregat 1 er målt til å yte 465 kW kjøleytelse, er Aggregat 2 målt til å ha en kjøleytelse på 386 kW. Dette har sin opprinnelse i de utgående isvannstemperaturene, hvor Aggregat 2 ligger på 6,9 °C mens Aggregat 1 har utgående isvannstemperatur på 5,9 °C.

Dette kan skyldes at antakelsen om at vannstrømmen fordeler seg likt mellom de to aggregatene er feilaktig. Dersom det for eksempel antas at det er høyere vannstrøm i Aggregat 2 ville dette forklare hvorfor Aggregat 1 har så høy kjøleytelse (16,25 % over sin maksimale kjøleytelse på 400 kW), mens Aggregat 2 har så lav kjøleytelse i et tidspunkt hvor det ellers peker mot maksimalt kjølebehov.

Ulike fordampningstemperaturer og trykk

Det er som vist i Tabell 6 ulike fordampningstemperaturer og trykk i de to aggregatene.

- Aggregat 1: $P_f = 4{,}7$ bar, $T_f = 2{,}4$ °C
- Aggregat 2: $P_f = 4{,}0$ bar, $T_f = -1{,}8$ °C

Ettersom de to aggregatene opplever samme inngående isvannstemperatur og antatt lik vannstrøm burde disse verdiene vært like.

At det er en differanse tyder på at det er en forskjell på de to fordamperne, selv om de i følge teknisk grunnlag skal være identiske (se avsnitt 12.2). Dette kan også skyldes ulik vannfordeling mellom de to aggregatene. En høyere vannstrøm i det ene aggregatet vil føre til en lavere temperaturforskjell på isvannet, og vil gi lavere målt kjøleytelse.

Det er også observert ulikt væskenivå i de to væskeutskillerne på aggregatene. Det er observert et høyere væskenivå i Aggregat 2. Overfylling av ammoniakk kan være en årsak til lavere fordampningstrykk og temperatur, da andelen av fordamperen som opplever væske kan være høyere.

9.2.2 Termodynamiske diagram for referansepunktet

Det var ønskelig å danne et omfattende termodynamisk bilde av prosessen. Dette for å kunne vurdere prosessens effektivitet og dynamikken mellom de ulike varmevekslerne.

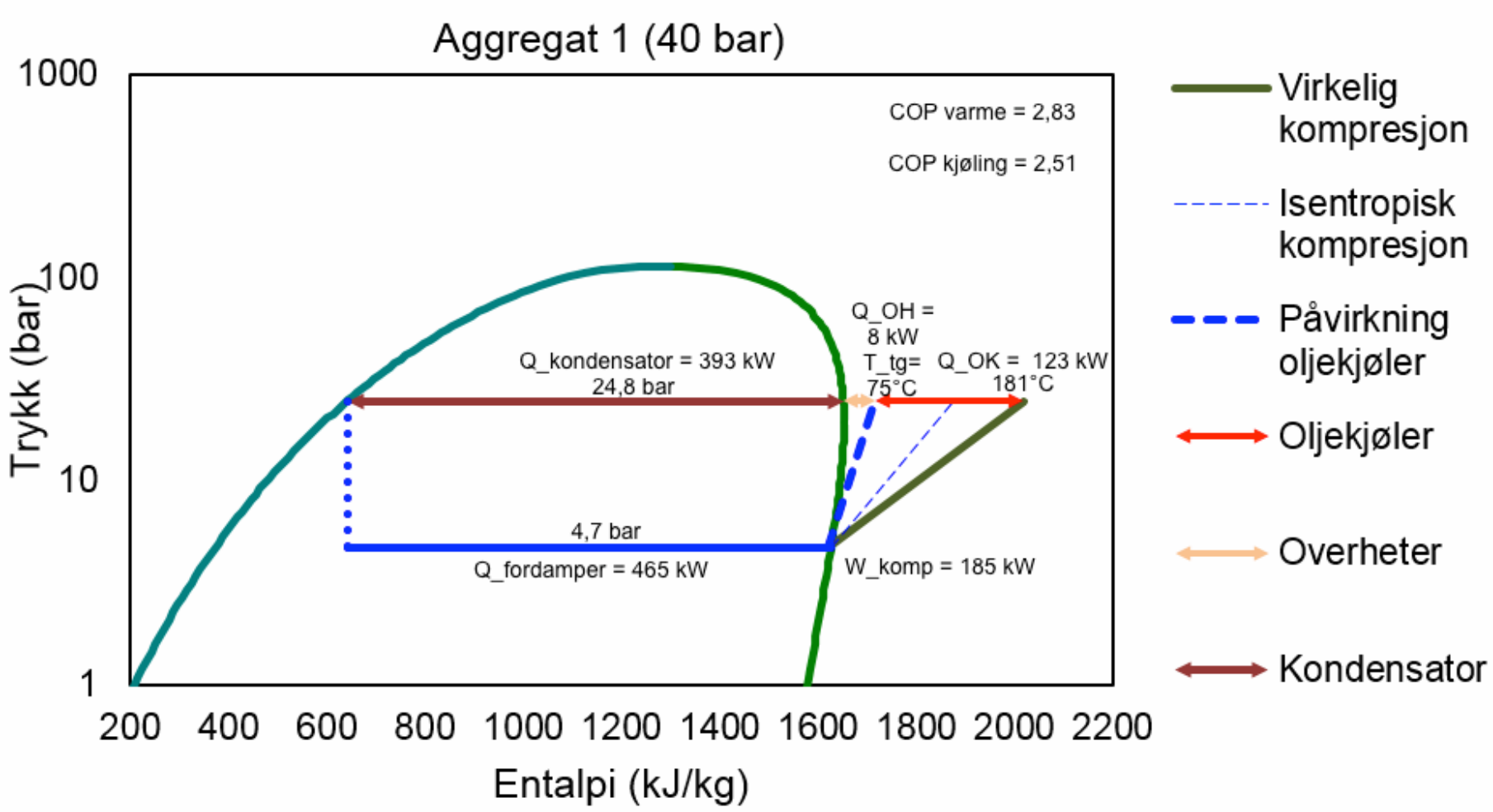
Det ble derfor gjort en utfyllende termodynamisk analyse, og laget trykk-entalpi (log p/h) og temperatur-entropi (T-s) diagram for verdiene målt. Diagrammene er gjengitt og diskutert i dette kapittelet.

Alle beregninger ble gjort ved bruk av RnLib (se avsnitt 8.2 Benyttede dataverktøy), og finnes i sin helhet i Vedlegg H.

9.2.2.1 Aggregat 1

Aggregat 1 er lavtrykksaggregatet som ved dimensjoneringspunktet skal varme vannet fra 65°C til 72 °C, og opererte i referansepunktet mellom trykknivåene 4,7 og 24,8 bar på henholdsvis fordamper- og kondensatorside.

I Figur 21 er trykk-entalpi diagrammet for aggregatet i dette driftspunktet vist. Temperatur fordelingen mellom oljekjøler og overheter er bestemt på bakgrunn av målt trykkgasstemperatur. Bemerk påvirkningen fra de ulike varmevekslerne.



Figur 21: Log(p)-h diagram for Aggregat 1 i referansepunktet. Kondensering skjer ved 24,8 bar og 57,9 °C, og fordampning skjer ved 4,7 bar og 2,4 °C. COP $_{kjøling}$ ≈ 2,5 og COP $_{varme}$ ≈ 2,8

Av trykk-entalpidiagrammet for Aggregat 1 i Figur 21 kan det blant annet konstateres at kompresjonen er langt fra ideell. Dette grunnet at den virkelige kompresjonen krever et mye større arbeid enn den isentropiske. På bakgrunn av dette og teoretisk kompresjonsarbeid beregnet i RnLib, ble isentropisk virkningsgrad for kompressoren i aggregat estimert til å være $\eta_{is} = 0{,}64$ eller 64 %, som er fornuftig ved et høyt temperaturnivå som dette. Dette skyldes mekaniske tap i kompressoren, varmetap til omgivelsene grunnet at gassen og veggen i kompressoren har ulik temperatur, samt strømningstap som forekommer ved inn- og utløp av kompressoren. Kompressorens slagvolum ble beregnet i Aggregat 1 til å være ca. 450m^3/h, se Vedlegg I.

Figur 21 gir også et grafisk godt bilde på hvordan varmeproduksjonen fordelte seg mellom de ulike varmevekslerne ved dette tidspunktet. I Aggregat 1 fordelte de målte ytelsene seg som følgende, basert på økning i vanntemperatur:

Tabell 7: Fordelingen av varmeytelse mellom varmevekslerne i Aggregat 1 i referansepunktet

Varmeveksler	Varmeytelse	% av aggregatets varmeytelse	% av anleggets varmeytelse
	(kW)	(%)	(%)
Kondensator	393	75	35,3
Oljekjøler	123	23,5	11
Overheter	8	1,5	0,74

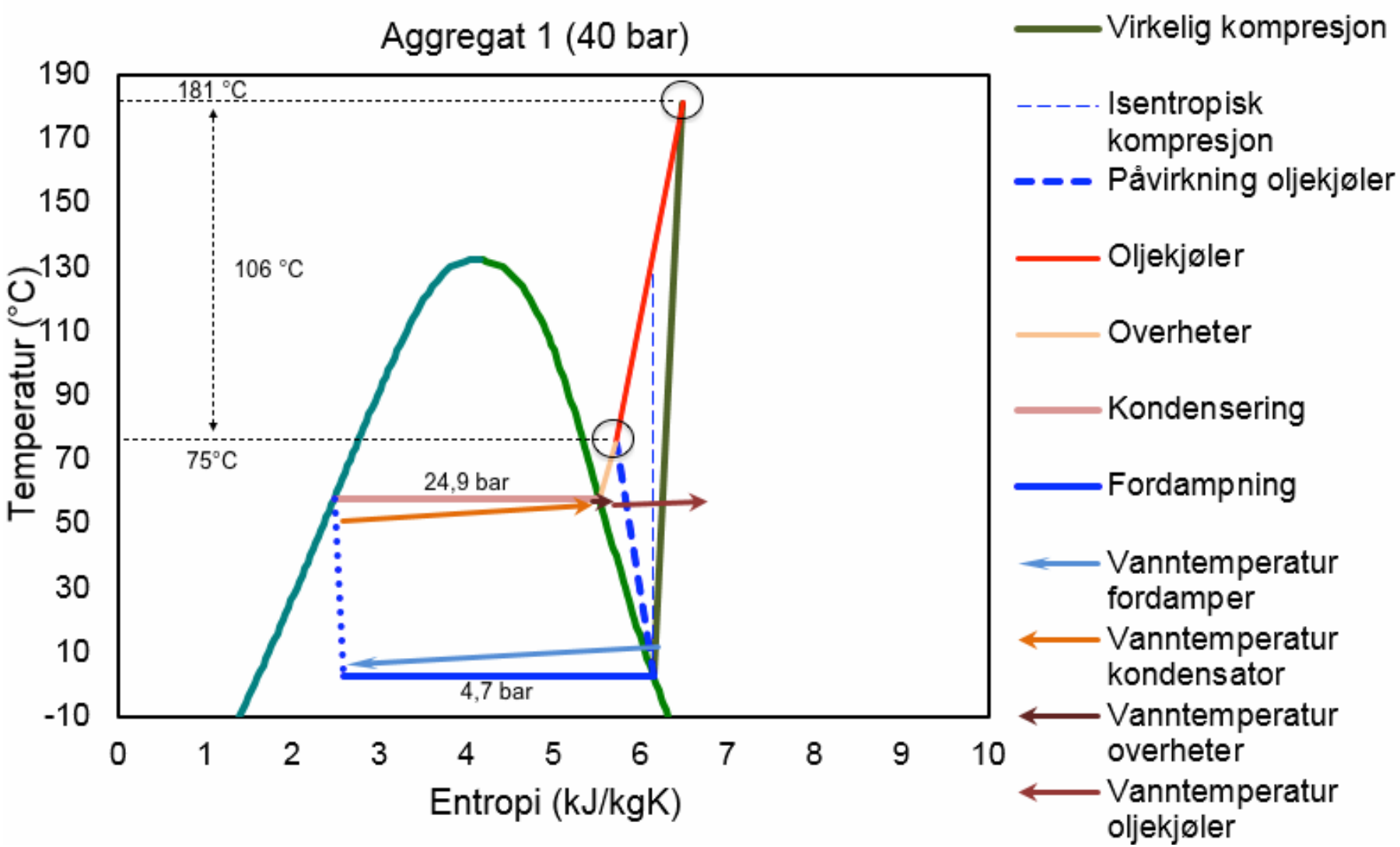
Kondensatoren stod altså for hele ¾ av varmeytelsen fra aggregatet, og løftet også vanntemperaturen 4,8 °C av aggregatets 6,4 °C totalt. Dette er også vist i Figur 21, hvor den mørkerøde linjen markerer kondenseringsentalpien ved det valgte trykknivået på 24,8 bar. Dette er den klart største entalpiforskjellen i aggregatets varme side. Dette er også å forvente, da kondenseringsentalpien for ammoniakk som kjent er svært høy (se Tabell 2).

Overheter, den gule linjen, ga svært mye mindre ytelse, men synes ikke å være proporsjonalt mindre i forhold til målt ytelse på vannsiden (hvor temperaturforskjell ble målt til å være 0,1 °C gjennom denne varmeveksleren). Da den kun bidrar med 1,5 % av varmeytelsen i aggregatet burde linjen på kjølemediesiden også vært mindre. Dette kan tyde på av

overheteren opererer svært ineffektivt, og at det er stort avvik mellom tilgjengelig energimengde på kjølemediesiden basert på trykkgasstemperaturen.

Det kan også tyde på at det er feil i målingene på vannsiden, da temperaturløftet er svært lavt. På grunn av lav ytelse vil måleusikkerheten være svært høy selv ved ± 0,15 °C, som er nøyaktighetsgraden til temperaturfølerne. De maksimale feilene grunnet unøyaktighet i måleutstyr er beregnet og diskutert i kapittel 17.

For å vise temperaturøkningen på vannet gjennom varmevekslerne, samt illustrere den høye mulige trykkgasstemperaturen uten oljekjøling, ble det også laget et temperatur-entropi (T-s) diagram for prosessen i referansepunktet. Dette er vist i Figur 22.



Figur 22: Temperatur-entropi diagram for Aggregat 1 (40 bar) i referansepunktet (9.april kl. 1010). Pilene angir hvordan vanntemperaturene øker gjennom de ulike varmevekslerne på varm side og avtar gjennom fordamperen. Bemerk påvirkningen fra oljekjøleren.

Figur 22 gir et tydelig bilde på hvor høy trykkgasstemperaturen hadde vært uten oljekjøleren. Det er store mengder energi som blir opptatt i oljen fra kuldemediet i kompresjonsprosessen, og dette senker trykkgasstemperaturen fra ca. 181 °C til ca. 75,3 °C. Dette betyr en ΔT =106 °C, som blir tatt opp i oljekjøler.

Dette medfører ikke bare høyere effektivitet for prosessen, da anlegget får utnyttet det som i en tradisjonell syklus (uten overheter og oljekjøler) kunne vært et rent overhetningstap.

Det medfører også at trykkgasstemperaturen holdes lav, som gir bedre arbeidsforhold, og betydelig reduksjon av faren for koksing av oljen.

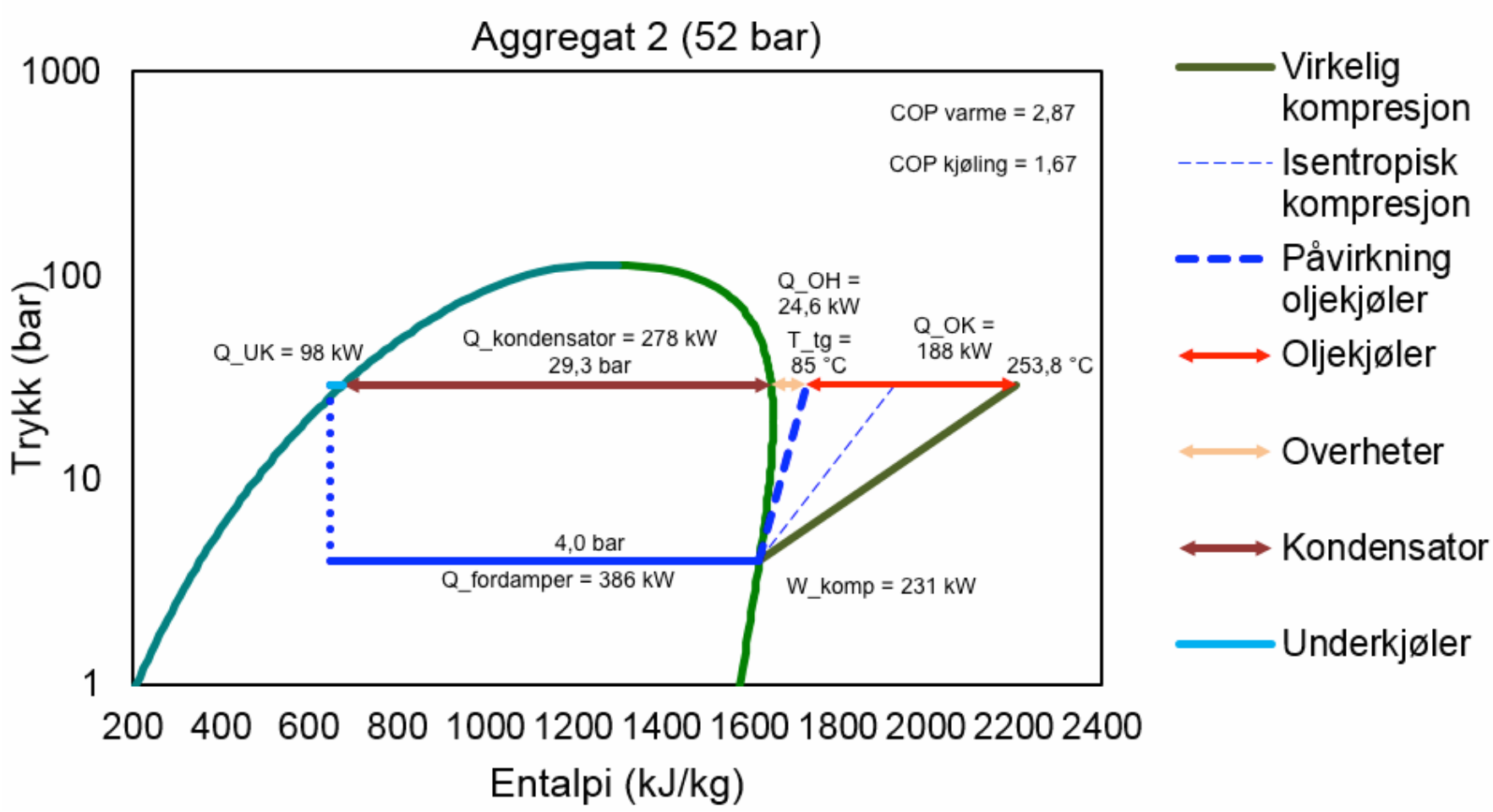
Med andre ord støtter Figur 22 opp om teorien om at et effektivt oljekjølings og -retursystem bidrar til en langt mer effektiv prosess. Spesielt for en ammoniakkprosess, som tradisjonelt er preget med høye trykkgasstemperaturer -- slik anlegget her ville hatt uten oljekjøleren.

9.2.2.2 Aggregat 2

Aggregat 2 er høytrykksaggregatet med trykklasse 52 bar, som ved dimensjoneringspunkt skal løfte vanntemperaturen fra 72 °C til 80 °C.

I referansepunktet jobbet aggregatet ved 4,0 bar og 29,3 bar for henholdsvis fordampning og kondensering, noe som gir et trykkløft (π) på 7,3. Inngående vanntemperatur på aggregatet ble målt til 57,3 °C og utgående til 65,4 °C, et temperaturløft på 8,1 °C.

Figur 23 viser log p/h-diagrammet for prosessen.



Figur 23: Log(p)-h diagram for Aggregat 2 i referansepunktet. Kondensering skjer ved 29,3 bar og , og fordampningstrykk er 4 bar og -1,8 °C. COP $_{kjøling}$ ≈ 1,7 og COP $_{varme}$ ≈ 2,9. UK =? Underkjøler, OK = oljekjøler, OH = Overheter, W_komp = tilført elektrisk effekt til kompressor

Også i Figur 23 ses det at kompresjonen er langt fra ideell, og at kompresjonsprosessen havner langt ut til høyre i entalpidiagrammet. Kompressorens slagvolum er i Aggregat 2 beregnet til å være 444 m^3/h. For flere og mer utfyllende beregninger se Vedlegg H.

Av Figur 23 kan det også for dette aggregatet visuelt vises hvordan ytelsesfordelingen mellom de 4 varmevekslerne er.

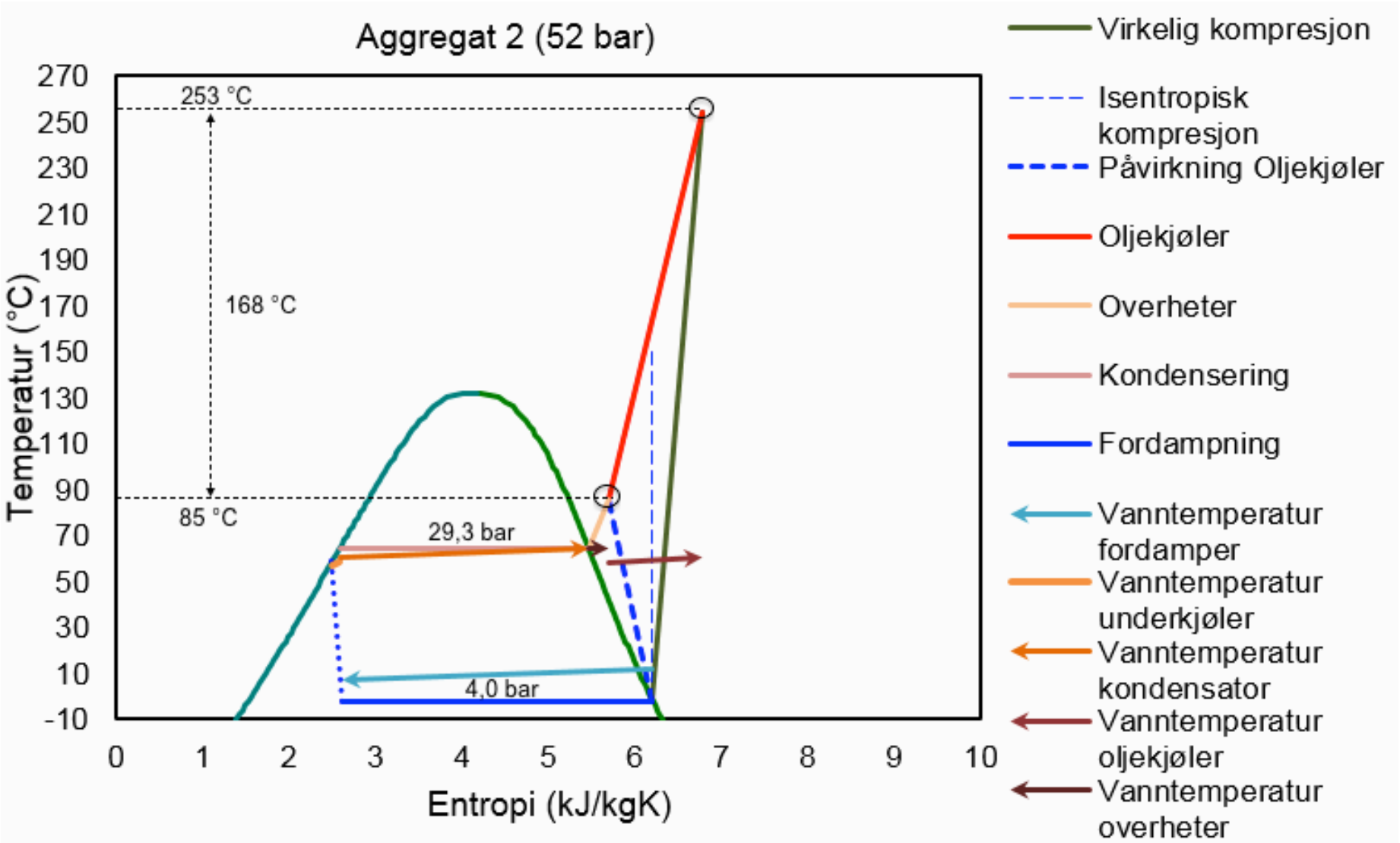
Trykk-entalpi diagrammet viser at de største bidragene kommer fra oljekjøler og kondensator, som i Aggregat 1. Figuren viser også her at bidraget fra overheteren er svært beskjedent da trykkgassen er kjølt så mye av oljen at entalpiforskjellen inn til metningslinjen er liten. Underkjølingen er her satt til 6 °C, da det ikke finnes direkte måling på hvor mye underkjøling er til enhver tid. Dette må beregnes utfra ytelsen opptatt på vannsiden, og som det blir diskutert i neste avsnitt (9.2.3) var dette en utfordring.

Basert på økningen i vanntemperaturer målt med temperaturfølerne i aggregatet ga dette følgende fordeling mellom varmevekslerne i Aggregat 2 i referansepunktet, presentert i Tabell 8.

Tabell 8: Ytelsesfordeling mellom varmevekslerne i referansepunktet.

Varmeveksler	**Ytelse**	**% av aggregatet varmeytelse**	**% av anleggets varmeytelse**
	kW	**%**	**%**
Underkjøler	98	17	8,8
Oljekjøler	188	32	16,9
Kondensator	278	47	25
Overheter	24,6	4	2,2

T-s diagrammet i Figur 24 viser temperaturnivåene for kuldemedium og vann gjennom varmevekslerne.



Figur 24: Temperatur-entropi diagram for Aggregat 2 (52 bar) i referansepunktet (9.april kl. 1010). Pilene angir vanntemperatur økning gjennom de ulike varmevekslerne på varm side, og synker gjennom fordamperen. Bemerk påvirkningen fra oljekjøleren.

Det største temperaturløftet skjer i kondensatoren. Oljekjøleren gjorde nest størst bidrag, med sine 28 % (dette er også synlig i T-s diagrammet). Uten bruk av oljekjøling kunne trykkgasstemperaturen kommet opp mot 253 °C, men på grunn av en effektiv oljekjøler og store oljemengder til å kjøle kompressoren oppnås en trykkgasstemperatur på kun ca. 85 °C. Det er altså en senket trykkgasstemperatur på 168 °C.

9.2.3 Diskusjon av referansepunktsanalysen

Kompressorvirkningsgrad

Kompressoren ble i Aggregat 2 funnet til å ha en $\eta_{is} = 0{,}53$ og er dermed langt dårligere enn sin tvilling i Aggregat 1, som leverte en $\eta_{is} = 0{,}64$. Beregningen for dette er beskrevet i detalj i Vedlegg I.

Forskjellen i isentropisk virkningsgrad skyldes at høytrykkskompressoren arbeider med et langt høyere trykkløft enn Aggregat 1 ($\pi_1 = 5{,}29$ og $\pi_2 = 7{,}3$). Dette gjenspeiles også i både trykk-entalpi og temperatur-entropi diagrammene. I trykk-entalpidiagrammene ser man hvor stor entalpiforskjellen er for den isentropiske og den virkelige kompresjonsprosessen.

Lavere trykkgasstemperaturer takket være oljekjølere

T-s diagrammet viser tydelig hvor høy trykkgasstemperaturen er, hvor høy den kunne vært, og hvilket nivå den virkelig ligger på ved inngangen til overheteren. Dette skyldes i stor grad et svært velfungerende oljeretursystem med en høyeffektiv oljekjøler. Anleggets varmevekslere er ytterligere diskutert i kapittel 12.

I T-s diagrammene ses også det som tradisjonelt omtales som overhetningstapet (trekanten over kondenseringstemperatur og innenfor prosesslinjene). Dette området representerer ikke bare tap, men kan også ses på som det økte eksergibehovet grunnet at prosessen er reell og ikke ideell. I dette anlegget utnyttes mye av denne energien i overheter og oljekjøler, og det medfører derfor ikke lenger riktighet å omtale hele dette området som et tap.

Dette begrunnes ved både tallmaterialet i tabellene, hvor det er tydelig at oljekjøleren i Aggregat 2 bidrar med et betydelig løft på 2,3 °C. Det tilsvarende temperaturløftet i Aggregat 1 er på 1,5 °C. Dette kan også ses både i log p/h-diagrammet og i T-s diagrammet, hvor oljekjøleren er representert med rød linje.

For å kvantifisere bidraget på en annen måte tilsvarer energimengden som må være tatt opp i oljekjøleren grunnet senket trykkgasstemperatur 82 % av kompressorarbeidet. Det tilsvarende tallet på Aggregat 1 er 77 %. Det vil si at av det nevnte ”overhetningstapet” er det kun 18 % og 23 % av energien som tilføres de to aggregatene som faktisk representerer tap, som mekaniske tap og varmetap til omgivelsene.

Dette er et svært høyt tall, og bidrar utvilsomt til å høyne COP for aggregatet betraktelig. Selv om nødvendig kompressorarbeid altså er høyt grunnet lav isentropisk virkningsgrad ser det altså ut til at dette i stor grad blir opptatt i oljekjøler, som i tur overfører dette til vannet på varm side. Oljeretursystemet må derfor kunne sies å fungere effektivt og være en god investering på anlegget. Oljekjøleren arbeider på et høyere temperaturnivå enn kondensatoren, og derfor reduseres overhetningstapet.

Overhetere

Overheterne på begge aggregatene bidrar i henhold til målingene på vannsiden med svært beskjedne temperaturløft på vannet. I trykk-entalpi og temperatur-entropi diagrammene viser de derimot større bidrag, og kuldemediet skal i teorien avgi større mengder energi enn det man observerer tatt opp på vannsiden. Dette tyder på at det er misforhold mellom verdiene på kuldemediesiden og vannsiden.

Dette antas å skyldes følerfeil, som antakeligvis slår ut på en uheldig måte for overheterne. Føleravvikene på temperaturfølerne er oppgitt til å være ± 0,15 °C, og ettersom ΔT i overheterne er så liten har selv et lite avvik stor betydning.

Følerfeil og maksimale avvik er diskutert ytterligere både i avsnitt 9.2.4 ved bruk av RnLib, hvor de viktigste avvikene er presentert i Tabell 9, samt i kapittel 17 om ”Feilkilder og måleavvik”.

9.2.4 Avvik i referansepunktet

Det ble i referansepunktsanalysen i RnLib studert hvorvidt det var samsvar mellom tilgjengelig energi på kuldemediesiden og hva som blir levert til vannet.

Førstnevnte kan kvantifiseres som forskjellen i entalpi over komponenten multiplisert med approksimert massestrøm på kjølemediet, som vist i formelen under;

$$\dot{Q}_{varmeveksler}[kW] = \Delta h_{varmeveksler}\left[\frac{kJ}{kg}\right] \cdot \dot{m}_R \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Entalpiforskjellen over komponenten kan beregnes ved bruk av målte temperaturer og termodynamiske tabeller (metningstabeller) for entalpi og entropi for ammoniakk ved ulike trykk og temperaturer.

Massestrømmen til kuldemediet ble approksimert ved å dividere levert kjøleytelse til vannet på entalpiforskjell over fordamper i aggregatet, som vist i formelen under;

$$\dot{m}_R\left[\frac{kg}{s}\right] = \frac{\dot{Q}_{fordamper}\,[kW]}{\Delta h_{fordamper}\left[\frac{kJ}{kg}\right]}$$

På denne måten ble $\dot{m}_R$ i referansepunktet beregnet til henholdsvis *0,40 kg/s* og *0,47 kg/s* i Aggregat 1 og 2.

Energien levert til vannet beregnes ved å måle vanntemperaturøkningen gjennom komponenten, multiplisere med størrelsen på vannstrømmen i dette tidspunktet og til slutt multiplisere med varmekapasiteten til vann ved middeltemperaturen til vannet gjennom aktuell varmeveksler, som vist i formelen under;

$$\dot{Q}_{varmeveksler}[kW] = \dot{m}_{vann}\left[\frac{kg}{s}\right] \cdot C_{p,vann}\left(T_{vann,\ middel}\right)\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right] \cdot \Delta T_{vann}[K]$$

Forskjellen på de to verdiene av $\dot{Q}_{varmeveksler}$ for de ulike varmevekslerne er presentert i Tabell 9.

Tabell 9: Avvik funnet i referansepunktsanalysen mellom kuldemedieside og vannside, beregnet i RnLib.

Temperaturnivå i vekslerne er også vist for å belyse enkelte temperaturnivåer som ikke stemmer. Hovedsakelig er det overskudd av energi på ammoniakkside, med unntak av underkjøler hvor det er målt til å være tatt opp 86 % mer energi enn hva som skal være tilgjengelig på kuldemedie-siden

Komponent	**Q_{R717}**	**Q_{vann}**	**ΔQ**
	kW	***kW***	***%***
Fordamper	465	465	0
Kondensator	477	393,9	21,4
Oljekjøler	142,4	122,8	16
Overheter	30,72	8,2	275,3
Fordamper	386	386	0
Underkjøler	12,5	90	-86,1
Oljekjøler	188,6	188,3	0,15
Kondensator	384,3	278,3	38,1
Overheter	31,7	24,6	29,1

Som tabellen over viser var det relativt store avvik på de fleste varmevekslerne i referansepunktet. Hva som blir målt til å være tatt opp på vannsiden er altså ikke likt det termodynamisk tilgjengelige på kuldemediesiden.

9.2.4.1 Mulige årsaker til avvikene

Varmetap

I de tilfellene hvor det observeres at det er mer energi tilgjengelig på kjølemediesiden enn det er levert til vannsiden, altså en tilsynelatende termisk ubalanse i varmeveksleren, skyldes det mest sannsynlig målefeil.

I prinsippet er det fullstendig varmeoverføring i veksleren, slik at det ikke skal forekomme "opphopning av energi". Tilnærmet 100 % av varmen tilgjengelig skal overføres mellom de to sidene. I praksis vil det alltid oppstå noe varmetap til omgivelsene, som i sider og skjøter grunnet ulik temperatur på omgivelsene, vannet og kuldemediet.

Dette blir alltid forsøkt motvirket, ved bruk av riktig og tilstrekkelig isolasjon og innkapsling. Slik er det også på dette anlegget. Alle anleggets komponenter på varm side er både kledd med isolerende materiale (steinull) og et skall av reflekterende metall (utvendig aluminiums-mantling) ytterst. Slik skal varmetapet minimeres til det absolutt minste mulige. Det merkes også ved berøring av komponentene på anlegget at isolasjonen fungerer svært godt, da det er en lav overflatetemperatur på alle komponenter.

Målefeil: Underkjøler

Underkjøleren er den eneste komponenten hvor det er målt høyere energiopptak på vannsiden enn på ammoniakksiden. Forskjellen mellom verdiene, ΔQ, vises som 86,1 %, og det er lite samsvar mellom verdiene. Forskjellen mellom hva som er tilgjengelig og hva som er tatt opp på vannsiden er altså hele 86 % av det som vanntemperaturene tilsier at totalt kan hentes fra ammoniakken.

I RnLib-analysen for referansepunktet måtte graden av underkjøling (antall grader underkjøling av ammoniakken) velges for å kunne simulere prosessforløpet. Det ble først eksperimentelt forsøkt med verdier for å tilnærme verdien som er målt på vannsiden. For å oppnå denne energimengden måtte det være ca. 60 °C underkjøling. Til sammenligning er anlegget prosjektert for 6 °C underkjøling. Dette førte til at 6 °C underkjøling ble brukt i analysen, og dette er opprinnelsen til feil-størrelsen.

Dette gir sterke indikasjoner på at det var feil i målingen på enten inngående vann til aggregatet eller utgående vanntemperatur fra underkjøleren. Ettersom begge følerne har en usikkerhet på ± 0,15 K skal det i teorien maksimalt kunne gi en feil på ca. 24,6 kW, dersom følerne måler maksimal feil (0,3 K i totalt avvik) og det antas den målte vannstrømmen på 70,5 m^3/h. Dette og andre målefeil er diskutert ytterligere i kapittel 17.

Målefeil: Overheter

Overheteren i Aggregat 1 viste de absolutt høyeste ΔQ-verdiene av alle varmevekslerne, med 275 %. Det skal være nesten 3 ganger så mye energi tilgjengelig på ammoniakk-siden som det som blir tatt opp på vannsiden. En mulig forklaring på feilen som ble funnet i underkjøleren, at følerne i hver ende av komponenten målte sin maksimale feil i motsatt retning. Ettersom overheteren i følge RnLib-beregningene kun skulle ha 30,7 kW tilgjengelig på ammoniakksiden, kan feilen (dersom maksimal) være forklaring på en stor andel av avviket.

Approksimert verdi for massestrøm på arbeidsmedium

Ettersom det vises en gjennomgående feil i alle tall kan det også være en mulig forklaring at det ikke er målt massestrøm på kjølemediet, men at denne er beregnet/approksimert utfra fordampningsentalpi og levert kjøleytelse, som forklart i 9.2.4.

Avvik i RnLib

RnLib kan også være skyld i noe av avvikene mellom de to beregningene.

RnLib er et beregningsprogram som er basert på målinger gjort i lab på NTNU. Det er derfor brukt et begrenset antall datapunkter, og interpolasjon mellom målingene for å lage termodynamiske tabeller. Målingene som er gjort i lab har også måleavvik. Ettersom det er disse tabellene som er brukt for å lage prosessforløpet i referansepunktet, kan dette også forklare en viss andel av feilene, selv om det er usannsynlig at dette bidrar med de største feilene.

10 Analyse av datalogging over tid

Anlegget har blitt studert gjennom logging av alle sentrale parametere på anlegget med 10 minutters samplingstid fra 26. Februar til 5. Mai 2015.

Blant verdiene som har blitt overvåket er:

- Temperaturer på varm og kald side av anlegget og aggregatene
- Trykk på varm og kald side av aggregatene
- Utetemperatur
- Tur- og returtemperaturer fra hovedvarmeveksler-sentralen

De loggede verdiene ble brukt til å beregne ulike varme- og kjøleytelser, ytelsesfordelinger og effektfaktorverdier (COP) over ulike tidsperioder og ved ulike driftsforhold. Temperaturer på varm og kald side ble studert med ulike fokus. Stabilitet og størrelsesorden har vært vektlagt i alle analyser, og variasjoner er derfor diskutert for samtlige verdier. Valg av fokus og vektlegging er redegjort for i 10.1.

10.1 Motivasjon for valg av fokusområder

Ytelse og COP

Det er valgt å legge stor fokus på ytelse og COP i analysen. Hovedvekten er lagt her blant annet fordi det er hovedsakelig disse parameterne som forteller om hvordan anlegget fungerer, hvor effektivt det er og hvorvidt det fyller behovet det ble prosjektert for å levere.

Vannstrømmer

Det er også noe vekt på størrelse på vannstrømmer og variasjoner i disse. Dette ble valgt som fokusområde da serviceansvarlig hos entreprenør mente at endringer i vannstrømmer kan være årsak til enkelte av problemene anlegget har hatt i sin driftsperiode. Det ble derfor ønskelig å kartlegge hvorvidt dette stemte, og redegjøre for hvorvidt det faktisk var store variasjoner og om det sammenfalt med store variasjoner i andre parametere.

Temperaturnivå

Til slutt er det også vektlagt å studere temperaturnivåene i prosessen. Dette er det som danner grunnlaget for alle ytelsesberegningene, og det er derfor svært interessant å studere hvordan de endres ved andre parametere. NTNU Drift ønsket gjerne å se hvordan isvannstemperaturene varierte over tid, og hvorvidt enkelte temperaturnivå på varm side førte til endringer i isvannstemperaturene. Dette var bakgrunnen for å utføre varme-testen i kapittel 13.

10.2 Tidsaspekter i betraktningen av anlegget

Det er brukt tre ulike periodelengder for å utføre tre ulike analyser. Dette ble valgt for å søke etter en forklaring på variasjonene, spesielt de periodiske, som først ble oppdaget i data-loggene i innledende analyse. Fokus ble derfor rettet mot vanlig drift av anlegget og ytelser ved ulike tidspunkter av uken og døgnet.

For å studere anlegget og belyse de aktuelle tema nevnt overfor er det vektlagt 3 ulike tidsaspekter.

- *Langtidsanalyse*

Det er hentet store datamengder fra det sentrale driftsanlegget til NTNU. Data er gitt for alle overvåkende punkter med 10 minutters samlings-tid for perioden mellom 26. Februar og 5. Mai 2015. Dette er omtalt som ”langtidslogging”.

- *Ukesanalyse*

Omtales under langtidsloggingen, og ble inkludert som en egen analyseperiode da en kunne se tydelige endringer i langtidsloggen som korresponderte med arbeidsuke og helg.

- *Døgnanalyse*

Anlegget er studert over et arbitrært valgt referansedøgn, hvilket i denne studien er 18.mars 2015. Dette døgnet ble valgt da det var en hverdag midt i uken, og anlegget kjørte stabilt både før og etter dette døgnet. Ønsket var å rette fokus mot anleggets drift over døgnet, og de eventuelle endringene som kunne vises.

10.2.1 Langtidsanalyse

Da anlegget som er studert i denne oppgaven er et anlegg som skal kjøres til alle døgnets timer og alle årets dager, er stabilitet i drift essensielt. Det var derfor ønskelig å kartlegge hvordan anlegget ytte over tid. Trender for endringer i ytelse og effektivitet som kunne spores over tid ble undersøkt, og er presentert i dette avsnittet.

Analyseperioden for langtidsanalysen var mellom 26. Februar 2015 og 5. Mai 2015.

Gjennomsnittlige verdier målt på anlegget for denne perioden er vist i Tabell 11. På bakgrunn av gjennomsnittstallene får en følgende gjennomsnittlige ytelser og COP over langtidsanalyse-perioden, som vist Tabell 10.

Tabell 10: Gjennomsnittlige kjøle- og varmeytelser og COP-verdier for de to aggregatene over langtidsanalyseperioden.

Bemerk at $COP_{varme} \neq COP_{kulde} + 1$ for noen av aggregatene, og at det er stor differanse i både kjøle- og varmeytelse mellom aggregatene. Dette peker mot målefeil eller feil i antagelser av vannfordelingen på kald side mellom de to aggregatene (se avsnitt 17)

	Aggregat 1	**Aggregat 2**	**Enhet**
Varmeytelse	522	655	kW
Kjøleytelse	424	348	kW
COP varme	2,9	3,2	-
COP kulde	2,4	1,74	-

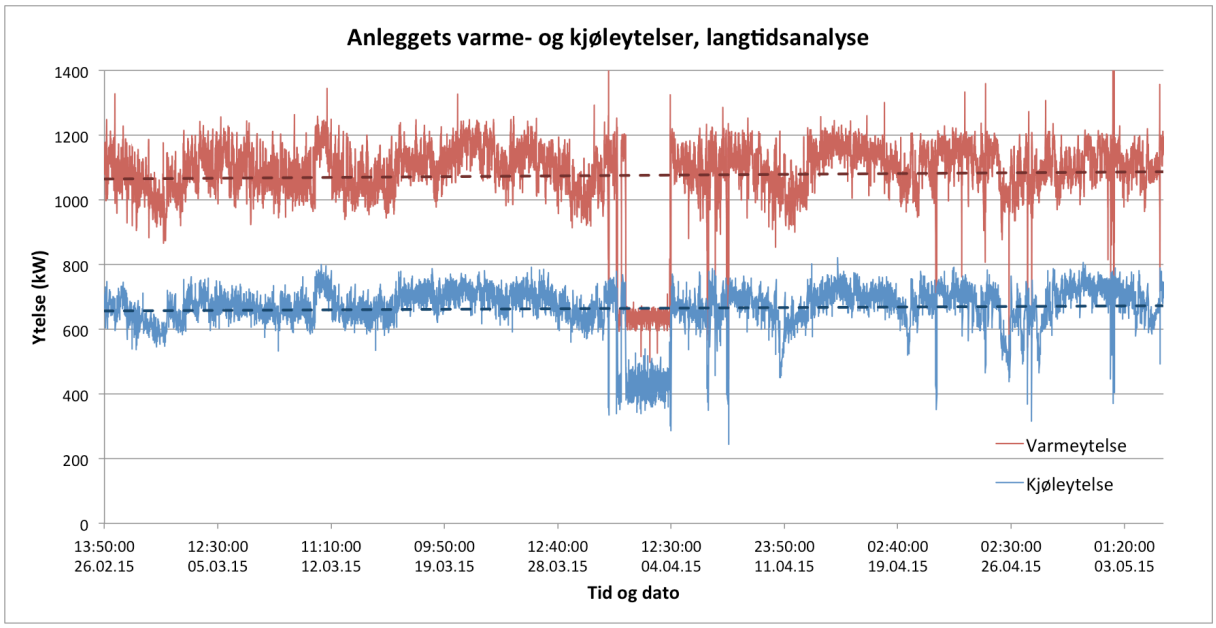
For en utfyllende statistisk analyse av verdiene målt over langtidsanalyse-perioden, se Vedlegg L.

Tabell 11: Gjennomsnittlige verdier målt på anlegget over langtidsperioden

	Aggregat 1	Aggregat 2	Enhet
Fordampningstemp.	2,3	- 0,31	°C
Fordampningstrykk	5,1	4,53	bar
Isvannstemp. inn	12,1	12,2	°C
Isvannstemp. ut	6,5	7,6	°C
Vannstrøm, kald side	130,4	130,4	m^3/h
Vannstrøm, varm side	71,3	71,3	m^3/h
Vanntemperatur inn	51,7	57,2	°C
Vanntemp. etter underkjøler	-	58,0	°C
Vanntemp. etter kondensator	56,6	65,5	°C
Vanntemp. etter oljekjøler	58,0	59,9	°C
Vanntemp. etter overheter	58,0	65,1	°C
Kondenseringstrykk	25,3	28,9	bar
Kondenseringstemp.	58,4	63,5	°C
Motoreffekt	178,6	200	kW
Strømtrekk	296	323	Amps
Turtall	3025	3134	RPM
Oljetrykk	24,7	28,4	bar
Trykkrørstemperatur	74,6	81,6	°C

10.2.1.1 Kjøle- og varmeytelser

Anleggets kjøle- og varmeytelser over analyseperioden er vist i Figur 25.



Figur 25: Anleggets ytelser over tid.

Dataområdet presenteres ufiltrert for å vise ytelser over tid, og det er derfor også enkelte målinger med "hikking" i følerene (unormalt høye verdier målt i et svært kort tidsintervall). Gjennomsnittlige verdier for kjøleytelse er 640 kW og 1036 kW for varmeytelse. Det markante droppet midt i perioden skyldes at Aggregat 2 var ute av drift, og det er derfor kun Aggregat 1 som produserer kjøling og varme. Samplingsrate er hvert tiende minutt, og intervallet det er målt over er 26.02.-05.05.15

Figur 25 viser tydelig at kjøleytelsen sirklet rundt ca. 700 kW, og statistisk analyse viste at gjennomsnittlig kjøleytelse er på 640 kW for perioden, med et standardavviket er på 141 kW.

Variasjonene var noe mer hyppige for varmeytelsen, som svingte i større verdier, men som også jevnt holdt høyere produksjon. Gjennomsnittlig varmeytelse over perioden er på 1036 kW, med et standardavvik på 232 kW. Det er med andre ord relativt store variasjoner, spesielt i varmeytelsen, og dette vil studeres nøyere ved bruk av kortere analyseperioder i videre avsnitt.

Med andre ord er faktoren mellom varme og kjøling ca. 1,62, og det blir levert omtrent 60 % mer varme enn kjøling.

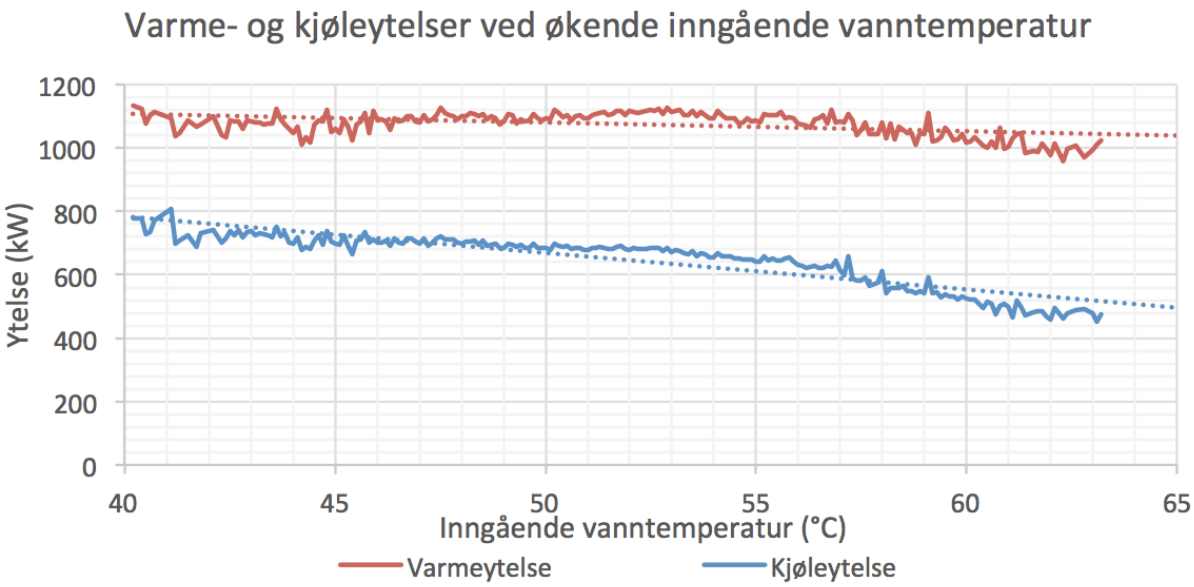
Midt i figuren kan en se et kraftig og brått fall i ytelse. Dette skyldes at Aggregat 2 (høytrykksaggregatet, 52 bar) var ute av drift i en periode, grunnet et strømbrudd på hele anlegget. Strømbruddet var kortvarig, men forårsaket en feil i en spole som stod i serie med nødstoppen på aggregatet, og dette måtte rettes ved service. På grunn av at dette skjedde midt i påsken tok det lengre tid enn normalt før dette ble oppdaget og fikset. Det var derfor en

lengre periode hvor kun Aggregat 1 var i drift. Det var dermed kun et aggregat som produserte varme og kjøling, noe som viser seg i de sterkt senkede ytelsene.

Figur 25 viser også hvordan det er variasjoner i løpet av uken. Tydelige bølger preger ytelsene, spesielt fra april og utover. De minste verdiene i hver uke i løpet av måleperioden inntraff på lørdager og søndager, mens de periodene med sammenhengende høye verdier inntreffer tidlig eller midt i uken. Dette funnet motiverte til en egen ukesanalyse, som er presentert i avsnitt 10.2.2.

10.2.1.2 Endrede ytelser ved økende inngående vanntemperaturer

Dersom de målte kjøle- og varmeytelsene i Figur 25 sorteres etter hvilken inngående vanntemperatur det var på anlegget ved målingstidspunktet og deretter midles per endring i den inngående vanntemperaturen, er resultatet sammenhengen som er vist i Figur 26.



Figur 26: Midlere ytelser for anlegget over langtidsloggingen ved økende inngående vanntemperatur på anlegget.

Avtagende tendenser ved økende temperaturnivå, spesielt for kjøleytelse

Figur 26 viser avtagende tendenser i både varme- og kjøleytelser ved økende temperaturnivå. Kjøleytelsen viser tegn til å synke raskest, og synker med gjennomsnittlig ca. 1,5 % av total kjøleytelse per grads økning i inngående vanntemperatur.

Varmeytelse synker langt slakere, gjennomsnittlig ca. 0,24 % av maksimal varmeytelse mistes per grads økning i inngående vanntemperatur.

Disse variasjonene var motivasjonen for at det ble utført en egen varme-test på anlegget, og denne er utfyllende beskrevet i kapittel 13.

For ytelsesbilder over lang tid for de to aggregatene separat henvises det til Vedlegg M.

10.2.1.3 COP

COP, eller *Coefficient of Performance*, er et mål på anleggets effektivitet, og angir hvor mye energi en får ut av anlegget per enhet energi som blir tilført for å drive prosessen.

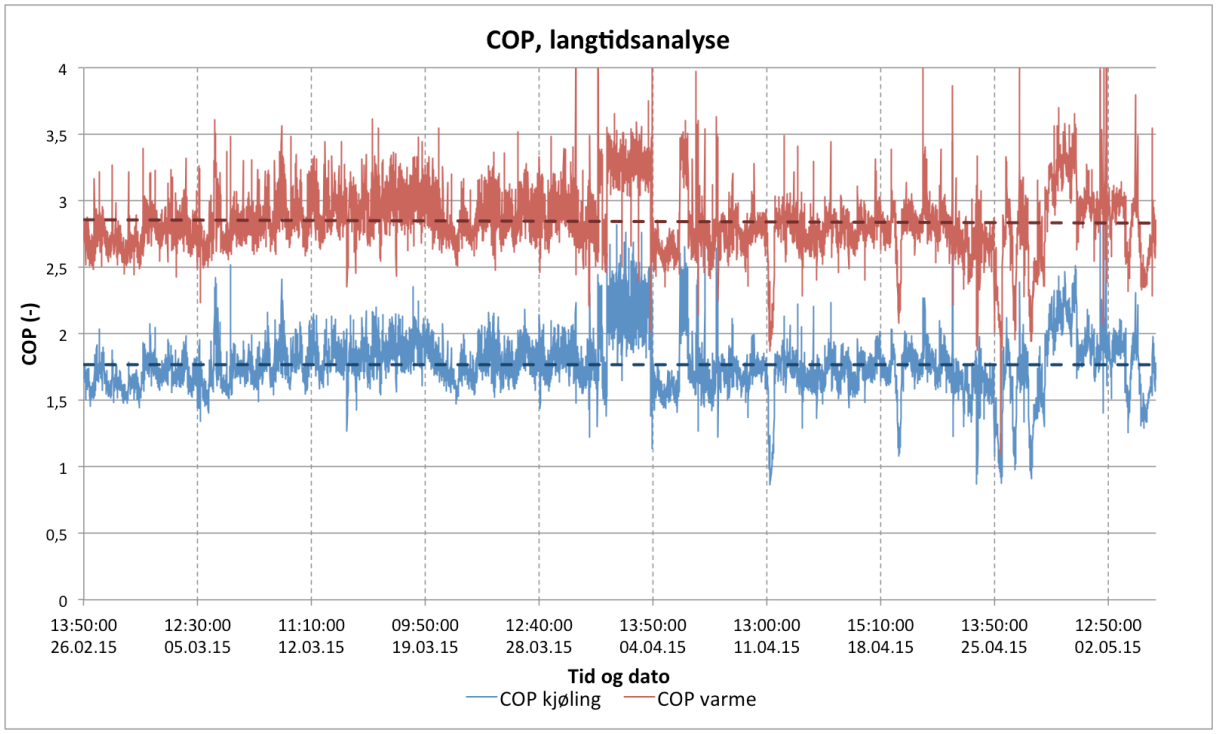
COP beregnes som vist i formelen under.

$$COP = \frac{Q}{W}$$

hvor Q er fordamper- eller kondensatorytelse/varmeytelse totalt (dersom flere varmevekslere) [kW], og W er tilført effekt kompressor [kW].

COP endres ved endringer i anleggets driftsbetingelser, altså endringer i temperatur. I følge Stene (1993) faller COP normalt med 1-4 % ved økning i T_k.

For å studere anleggets gjennomsnittlige COP over tid har det vært benyttet datagrunnlaget i langtidsloggingen. Det grafiske resultatet er vist i Figur 27.



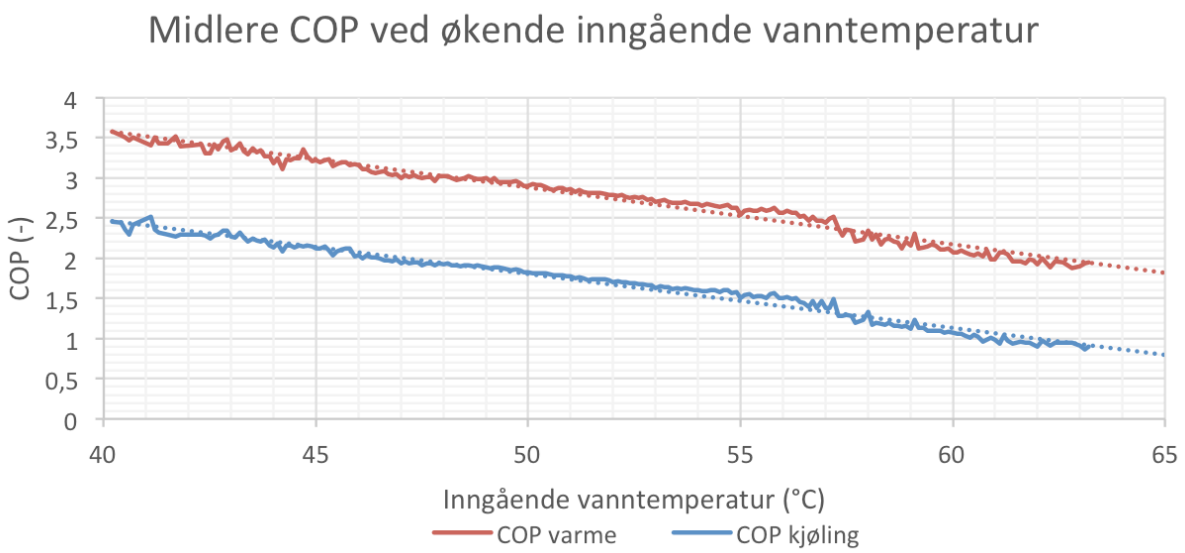
Figur 27: Anleggets COP over langtidsloggingen mellom 26.02.15-05.05.15.

Gjennomsnittlige verdier for COP for anlegget som helhet ligger på 1,72 og 2,77 for henholdsvis varme og kjøling over perioden. Om en summerer disse får en at anlegget avgir

totalt 4,49 ganger så mye energi i form av kjøling og varme, som blir tilført av elektrisk effekt til prosessen. Dette betyr ca. 78 % energisparing mot et varme og kjøleanlegg som kun benytter elektrisitet, gitt en $\eta_{el} = 1$.

Midt i analyseperioden er det vist en plutselig økning i begge typer COP. Dette sammenfaller med det omtalte driftsavbruddet på Aggregat 2. Det er da kun Aggregat 1s COP som blir vist, og som figuren viser ligger dette aggregatets COP alene over hva den og dens høytrykkstvilling leverer til sammen. Da Aggregat 1 jobber mot et lavere trykkløft er dette ikke unaturlig, og det ble også utfyllende vist ved bruk av både teoretisk grunnlag (avsnitt 0) og referansepunktsanalyse (avsnitt 0).

Det var ønskelig å også rette fokus mot de ulike temperaturnivåene anlegget opplevde i løpet av analyseperioden. Data for COP ble derfor sortert etter inngående temperatur på varm side av anlegget og midlet per endring i denne temperaturen. Resultatet er presentert i Figur 28.



Figur 28: Midlere COP for anlegget over langtidsanalyse-perioden sortert per inngående vanntemperatur til anlegget.

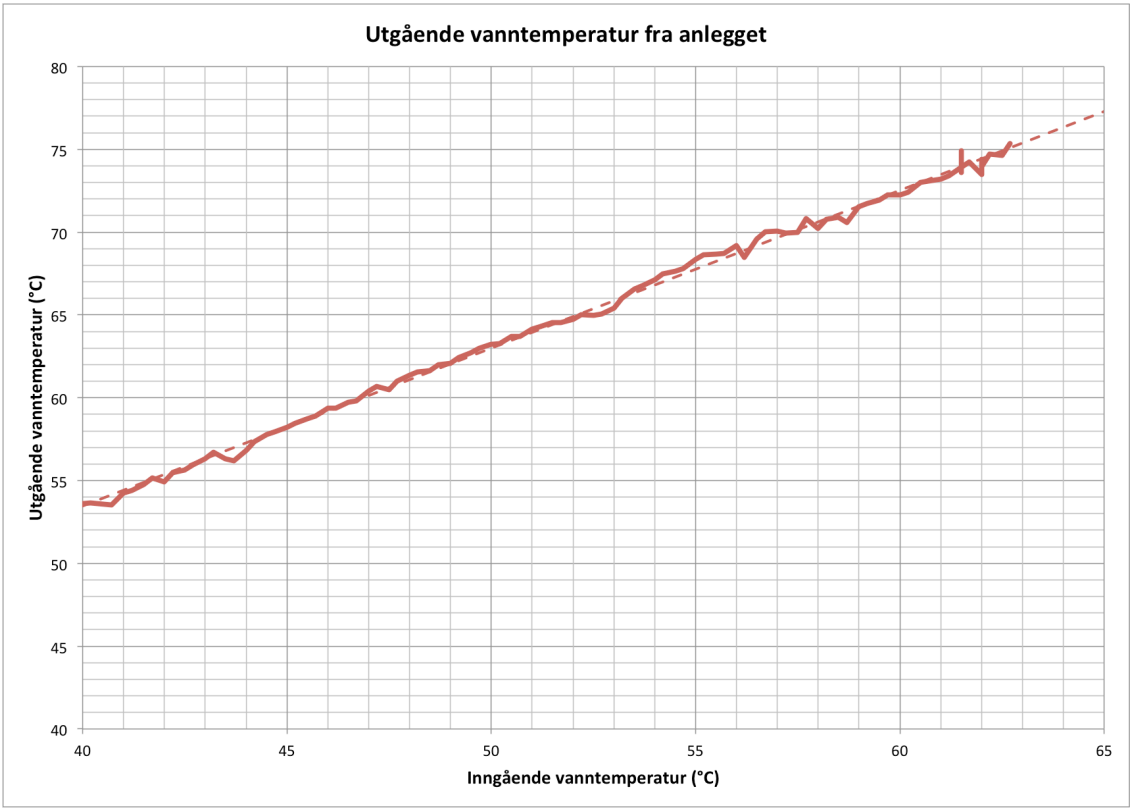
COP avtar tilnærmet parallelt for varme og kjøling, med COP for kjøling ca. 1 poeng under. Dette gir godt samsvar med teori

Som Figur 28 viser er det avtagende tendenser på begge typer COP, og de avtar begge med ca. 2 % per grads økning i inngående vanntemperatur. Dette samsvarer godt med teori, som nevnt. Ettersom kondensatortemperaturene reguleres etter inngående vanntemperatur på anlegget antas dette å være tilsvarende.

10.2.1.4 Temperaturer på varm side

Anleggets varmeytelse beregnes ved å måle forskjellen på inngående og utgående vanntemperatur på anleggets varme side.

Anlegget er som nevnt dimensjonert for et maksimalt temperaturløft fra 65 til 80°C. I Figur 29 er det vist hvordan anleggets utgående vanntemperatur varierte med inngående vanntemperatur.



Figur 29: Midlere utgående vanntemperatur fra anlegget ved økende inngående vanntemperatur.

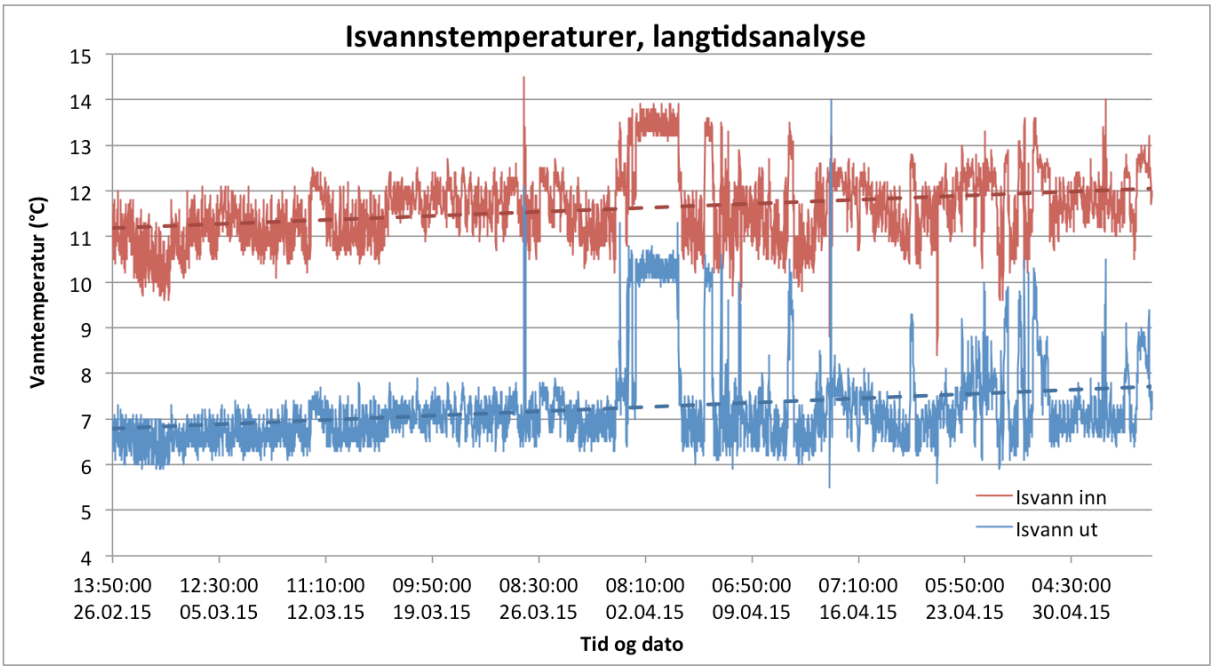
Ser at det er et relativt konstant avvik på de to verdiene, ca. 13 °C, noe som er under de prosjekterte 15 °C økning i vanntemperatur. Ved maksimal inngående vanntemperatur på 65 °C vil, i følge dette datasettet, utgående vanntemperatur være 77 °C. Dette er 3 grader under prosjekterte 80 °C.

Grafen i Figur 29 viser et lineært forløp, og at det er et relativt konstant offset mellom de to verdiene. Dette ligger på gjennomsnittlig 13 °C for hele perioden, og er derfor noe under de prosjekterte 15 °C. Ekstrapoleringen av den lineære approksimasjonen tilsier at anlegget vil levere 3 °C mindre enn de prosjekterte 80 °C (altså 77 °C) ved maksimalt inngående vanntemperatur på 65 °C.

Det må tas i betraktning at datasettet har svært begrenset mengde målinger ved høye temperaturer, og at det derfor ikke er gitt at trenden Figur 29 viser medfører riktighet for alle driftssituasjoner, spesielt for de ekstrapolerte verdiene.

10.2.1.5 Isvannstemperaturer

Ettersom det i de foregående grafiske analysene har vist endring i trendene over tid, var det også ønskelig å studere om det førte til endringer på isvannstemperaturen. Isvannstemperaturene over langtidsloggingen er vist i Figur 30.



Figur 30: Isvannstemperaturer på anlegget mellom 26.02.15-05.05.15.

Trenden viser at isvannstemperaturene er økende med tiden. Også her ses det et brudd midt i analyseperioden da Aggregat 2 gikk ut med feil.

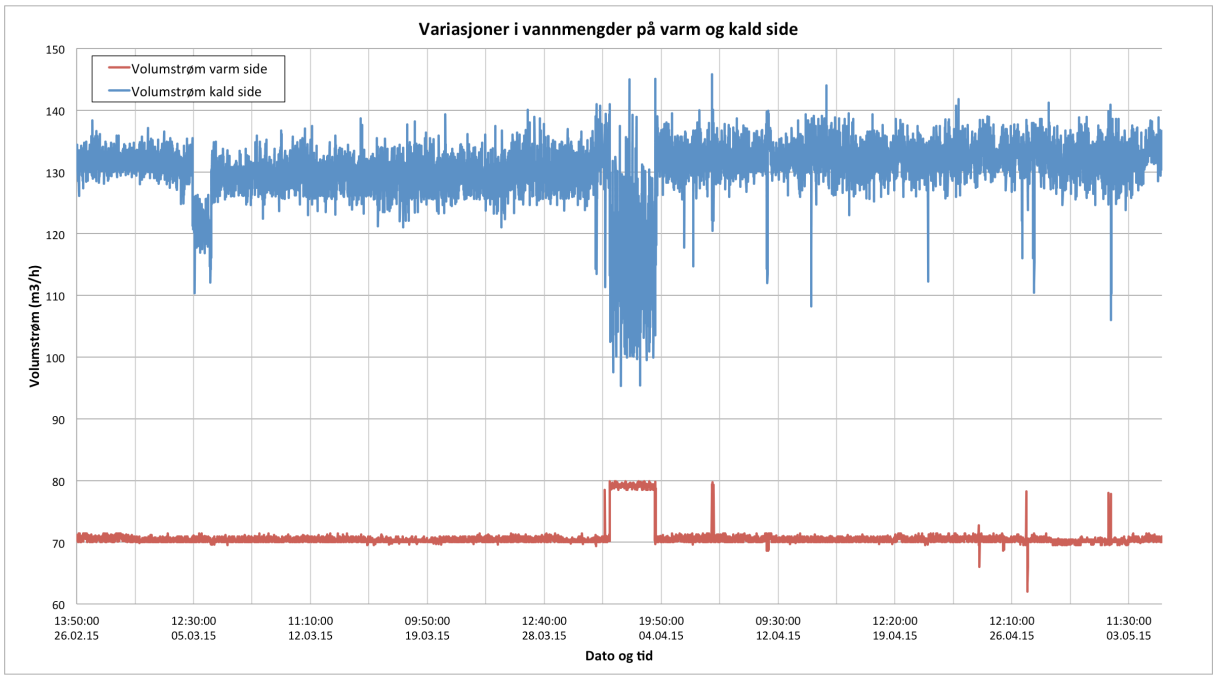
Trendlinjene i figuren peker mot at det er en gradvis økning i temperaturen på begge sider. Disse linjene er parallelle, og viser en økning i både inngående og utgående isvann på ca. 1 °C over perioden.

En grunn til dette kan være endringer på isvannsnettet. Isvannsnettet, som vist i Figur 6, som anlegget er tilkoblet har med tiden utviklet seg til å bli mer og mer komplekst, ettersom NTNU Drift tilkobler flere anlegg på det eksisterende isvannsnettet. Dette gir større mulighet for dynamikk og full utnyttelse av de effektive formene for kjøleproduksjon som eksisterer på Gløshaugen. En idé med å installere dette anlegget var nettopp at det kunne føre til ned- eller utfasing av gamle og mer ineffektive anlegg som ble benyttet. Det fører også til utfordringer, i form av at det blir vanskeligere å regulere og få til godt samspill mellom enhetene.

10.2.1.6 Vannmengder

Anleggets ytelse beregnes utfra temperaturforskjellene anlegget klarer å skape på mediet det varmer eller avkjøler, men avhenger også av hvilket medium det er som blir henholdsvis kjølt ned eller varmet opp (på grunn av mediets C_p-verdi), og hvor mye av mediet som til enhver tid passerer gjennom anlegget.

På dette anlegget er det vann som kjøles ned på kald side og varmes opp på varm side, og en ønsker derfor til enhver tid vite hvor mye vann som strømmer gjennom på de to sidene av anlegget. Ettersom vannstrømmen også benyttes i beregningen av COP, vil variasjoner i massestrøm prege både hvilken ytelse anlegget leverer, samt hvilken COP en observerer at anlegget arbeider ved. Store variasjoner i massestrømmen ble også ansett som en mulig feilkilde for videre beregninger, og ble derfor undersøkt. Vannstrømmene på varm side (rød linje) og på kald side (blå linje) over langtidsanalysens periode er vist i Figur 31.



Figur 31: Variasjoner i vannstrømmer på anlegget over langtidsanalyse-perioden

Data hentet fra langtidsloggingen med 10 minutters samlingsintervall mellom 26.02-05.05.15. Varm side viste svært konstante verdier, rundt 71 m^3/h. Kald side varierte i større grad, men lå gjennomsnittlig rundt 130 m^3/h. Også her ses perioden midt i analyseperioden hvor Aggregat 2 gikk ut med feil, og anlegget kun hadde leveranse av kjøling og varme fra Aggregat 1.

Som figuren viser ble det observert relativt stabile verdier i vannstrømmer over hele loggeperioden, med unntak av avbruddsperioden i påsken som nevnt tidligere, og som vil diskuteres ytterligere.

Kald side har større variasjoner enn varm side, noe som kan skyldes at isvannsnettet består av svært mange varmevekslere hvor isvannet passerer i serie gjennom de fleste. Disse varmevekslerne i nettet er utstyrt med mengderegulering. Mengden sendt gjennom de ulike varmevekslerne varierer med kjølebehovet til den aktuelle delen av isvannskretsen/det aktuelle anlegget som krever nedkjøling. Dette fører til at det er trykkfall over flere av disse, og på grunn av mengdereguleringen vil dette variere. Dette fører til at det oppstår forskjeller i vannmengdene inn på anlegget som her studeres.

På varm side, derimot, tas en delstrøm av returvannet i det interne fjernvarmenettet inn på anlegget. Denne vannstrømmen reguleres av en 3-veis reguleringsventil, og kan derfor holdes mer konstant etter ønske.

Midt i loggeperioden som er avbildet i Figur 31 kan det legges merke til en periode hvor det er markant lavere vannstrømmer på kald side. Dette skyldes at Aggregat 2 gikk ut med feil i denne perioden. Det var dermed sviktende kjøleproduksjon på anlegget, og for å dekke kjølebehovet til anleggene på Gløshaugen måtte nettvann-kjøling kobles inn. Det betyr i praksis at en sender vannet i isvannsnettet gjennom en varmeveksler hvor det strømmer kaldt nettvann (ved ca. 5-7 °C). Denne ekstra varmeveksleren har et relativt høyt trykkfall, og dette er årsaken til det raske fallet i vannmengde på kald side (fra 130 m^3/h til ca. 110 m^3/h).

Det er interessant også å observere at i samme tidsintervall som anlegget opplevde senket vannmengde på kald side, økte vannmengdene på varm side med ca. 10 m^3/h, til 80 m^3/h. Dette antas å skyldes at når et aggregat går ut i feil eller blir avslått vil en forrigling på anlegget føre til at sjalteventilen går fra over til bypass. Det blir dermed et lavere trykkfall gjennom anleggets varme side, grunnet en reduksjon i trykkfall tilsvarende 4 varmevekslere, og dette vil gi høyere vannstrøm per tidsenhet.

10.2.1.7 Oppsummering og diskusjon av langtidsanalyse

Med et så langt tidsspenn som disse målingene er det vanskelig å peke på store endringer, med unntak av perioden i påsken hvor et aggregat gikk ut i feil. Dette gir den eneste markante i alle verdier målt på dette tidspunktet.

De totale ytelsene på anlegget går ned som følge av at kun et aggregat er i drift. COP går opp da kun Aggregat 1 drives, som generelt viser høyere COP-verdier enn Aggregat 2,

For vannstrømmene gjelder det at på kald side synker vannstrømmen på grunn av innkobling av nettvannkjøling som medfører et økt trykkfall i isvannsnettet, og dette gir redusert sirkulert vannmengde per tidsenhet. På varm side ses en økning i vannstrøm, og dette skyldes at

aggregatet som går i feil shuntes ut av rekkefølgen på varm side (vannet går i bypass forbi). Dette gir et lavere trykkfall, som gir en høyere vannstrøm per tidsenhet.

Videre ses det variasjoner i loggene for spesielt ytelser, men også for noe på isvannstemperaturer som tyder på variasjoner per uke. Dette er presentert i 10.2.2 ”Ukesanalyse”.

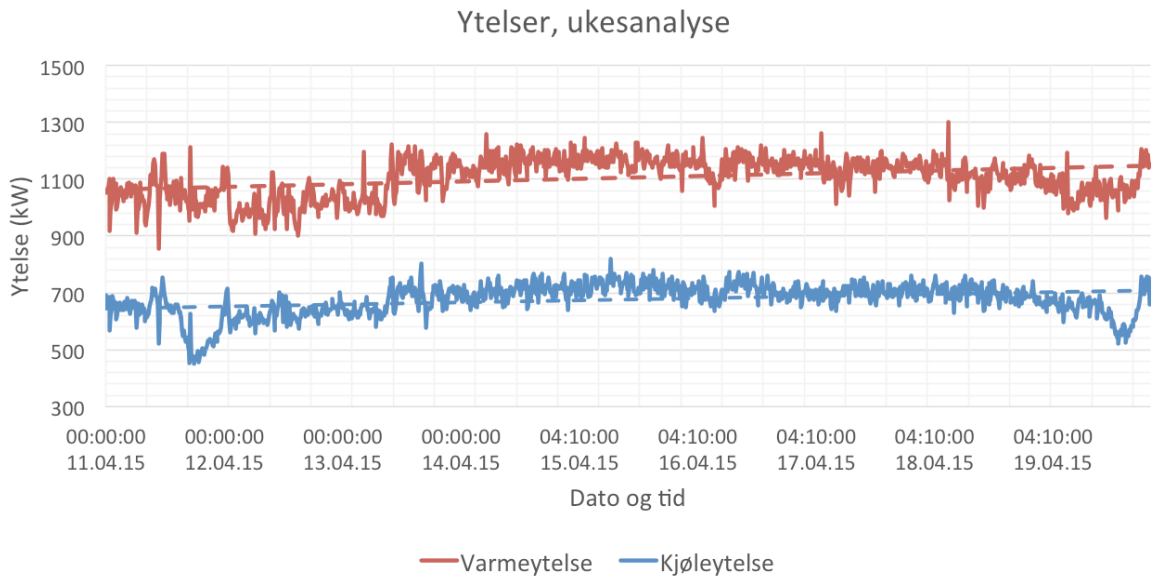
10.2.2 Ukesanalyse

Det ble ønskelig å foreta en ukesanalyse da langtidsanalysen presenterte tendenser som tydet på at det var variasjoner over et intervall som kunne korrespondere til ukesbasis. Det ble derfor valgt en analyseperiode som gikk over en av de tydelige periodene hvor det så ut til å være en slik variasjon, nemlig 11.-19.04.15. Dette intervallet var altså på 8 dager, og litt over en uke. Perioden presenterte noen svært interessante variasjoner, som er utdypet i dette avsnittet.

Statistiske resultater over verdiene målt i ukesanalysen er gitt i Vedlegg G.

10.2.2.1 Varme- og kjøleytelser

Ytelsesvariasjonene over perioden er vist i Figur 32.



Figur 32: Ukesvariasjoner i anleggets ytelse, 11.-19.04.15.

Variasjoner forekommer i starten og slutten av hver uke. Relativt stabile verdier i ukedagene. Variasjoner i kjøleytelse speiles i variasjoner i varmeytelse. Bruddet i tidsaksen skyldes et strømbrudd som tok ut loggingen i en periode den 14.april 2015. Tydelige endringer i helgedrift, og et relativt konstant temperaturforløp i ukedagene.

Som Figur 32 viser ble det observert endringer i ytelse, og dette gjaldt spesielt i helgene. I ukedagene ses det relativt konstant drift, med mindre variasjoner over døgnet. Dette er studert videre i avsnitt 10.2.3.

På bakgrunn av grafen i Figur 32 kan det også kommenteres her at det ses mindre utslag i varmeytelse enn kjøleytelse, en trend som også ble observert i langtidsloggingen i forrige kapittel. Faktoren mellom dem er på ca. 1,7, som tilsier at vi får omtrent 70 % mer varme enn kjøling per tilført kW til kompressor.

De øyeblikkene med absolutt høyest maksima inntraff tidlig i morgentimene i ukedagene, mer spesifikt rundt klokken 0500 mandag til fredag (spesielt mandag og tirsdag). Dette ble antatt å skyldes oppstart av ventilasjons- og varmeanleggene for dagdrift. På disse tidspunktene forekom det svært store varmeuttak fra det interne fjernvarmenettet over en kort periode.

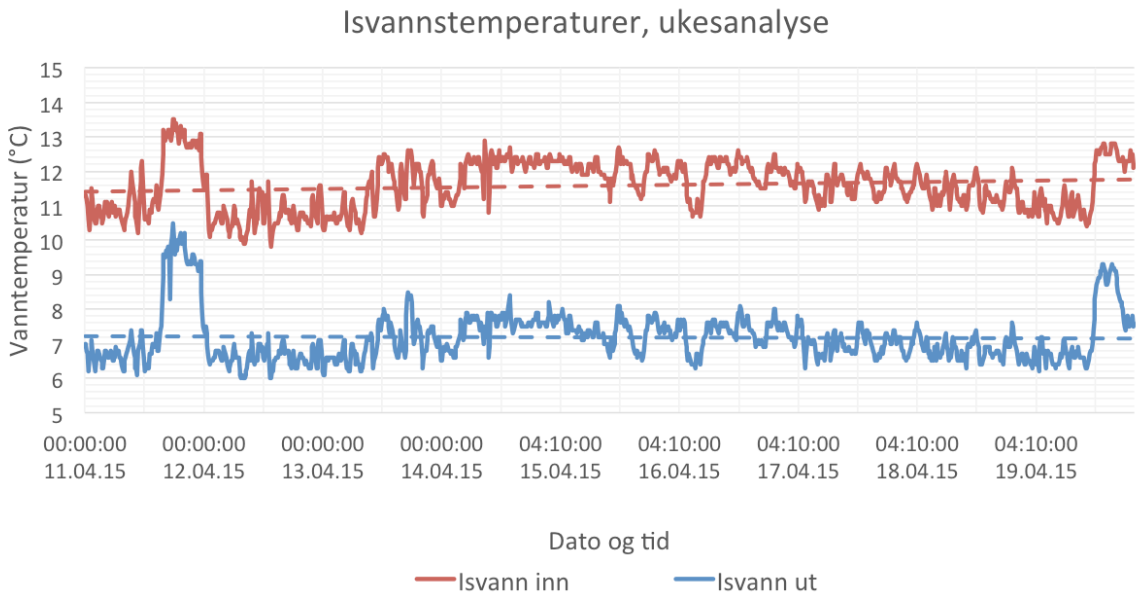
Dette førte til at returtemperaturen sank brått, noe som i et kort tidsintervall ga en svært høy ΔT over varm side av anlegget (≈16,2-16,3 °C , mot prosjekterte 15 °C). Dette skyldes mest sannsynlig kun treghet i MODBUS. Dette gjør at det observeres feilaktig høye ΔT og dermed ytelser.

På bakgrunn av helgeendringene, må fokuset derfor rettes mot hva som er forskjellen i nettet når det drives under henholdsvis ukedagsdrift og helgedrift. Hva kan observeres ved anleggene ved disse tidspunktene? Det ses for eksempel markante endringer i kjøleytelsen natt til søndag 12. april og kveld på søndag 19.april i Figur 32. I helgene skal det etter veiledende informasjon fra Driftssentralen fortsatt være et relativt konstant kjølebehov på ”Vilje” og ”Rød/Blå sal”, da datamaskinenes arbeidskø er lang, og oppgavene prosesseres fortløpende. Serverparkene kjøres kontinuerlig over hele døgnet og året, og er derfor konstant. Altså bør forklaringen på hvorfor det er nedgående kjølebehov i helgene skyldes endringer i andre kjølebehov tilknyttet isvannsnettet.

Dette kan forklares med lab-drift. Flere av de mange laboratoriene på Gløshaugen er tilkoblet isvannsnettet (se Figur 6 og Figur 12 for oversikt over isvannsnettet enheter), og blant dem er de energikrevende kjemiske laboratoriene i Kjemiblokkene. Disse laboratoriene har svært varierende kjølebehov etter hvorvidt de er i bruk. En hypotese var dermed at det var et synkende behov for kjøling i laboratoriene som førte til at isvannstemperaturen i nettet ikke økte like mye på sin tur gjennom isvannsnettet, og at dette førte til at inngående isvannstemperatur ble senket, noe som ga utslaget i synkende kjøleytelse, slik Figur 32 viste.

10.2.2.2 Variasjoner i isvannstemperaturer

For å verifisere og trygge påstanden om endring i kjølebehov over uken kunne det undersøkes hvordan isvannstemperaturen endret seg i samme tidsrom. Isvannstemperaturen er en direkte parameter som er forbundet til kjøleytelsen og kjølebehovet, men ettersom ytelsen også påvirkes av endringer i vannstrømmen kan bildet også påvirkes av dette. Isvannstemperaturene over ukesanalyse-perioden er vist i Figur 33.



Figur 33: Ukes-variasjoner i isvannstemperaturer inn og ut av anlegget.

Bruddet i tidsaksen skyldes et strømbrudd som tok ut loggingen i en periode den 14.april 2015. Tydelige endringer i helgedrift, og et relativt konstant temperaturforløp i ukedagene.

Som Figur 33 viser er det, ikke overraskende, tydelige endringer i isvannstemperaturer. Tidspunktene sammenfaller med de endringene i ytelse presentert i Figur 32. Om en ser bort fra de store variasjonene på de to nevnte søndagstidspunktene, er det synlige trender om at isvannstemperaturene øker utover i uken, spesielt i første halvdel av uken. Deretter stabiliseres verdiene på utgående isvann på ca. 7,5 - 8 °C, mens inngående isvann sirkler rundt ca. 12 - 12,5°C. Denne trenden syntes å avsluttes fra fredag morgen og formiddag, da isvannstemperaturene startet en synkende trend mot slutten av uken. Denne senkningen skjedde gradvis, og kurven viste ellers at de sedvanlige variasjonene over døgnet forekom, men i mindre utslag enn ellers.

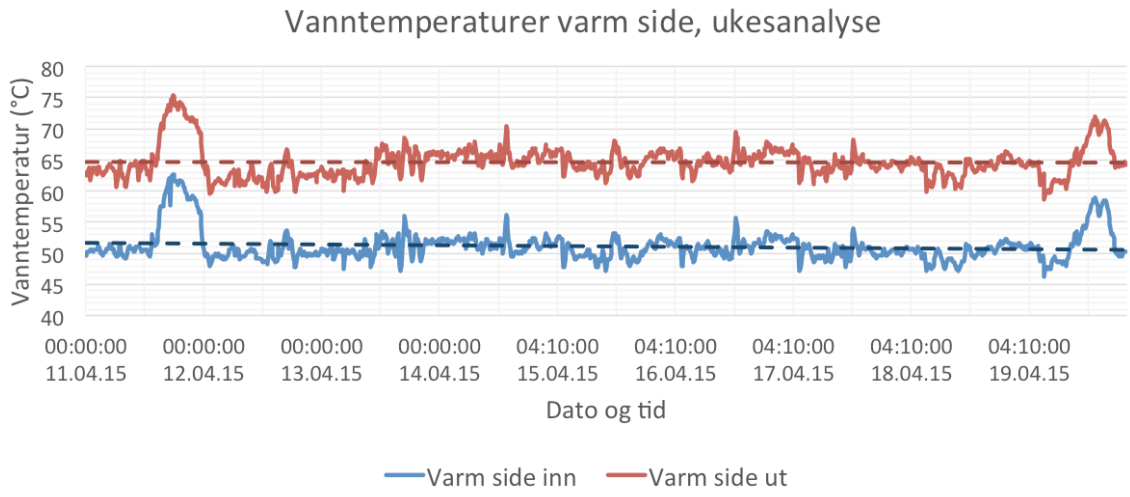
Spørsmålet om hva som forårsaker de kraftige endringene kan skyldes reguleringsteknikk. Aggregatenes ytelse reguleres etter å holde utgående isvann på ca. 7 °C, og reguleringen skjer raskt, hyppig og kontinuerlig. Når aggregatet opplever at temperaturnivået på utgående isvann blir opprettholdt vil den fortsette på daværende ytelse. Om temperaturen faller under settpunkt

vil regulatoren senke turtallet på motoren, og regulere ytelsen ned. Dette fører til at utgående isvannstemperatur øker. Når inngående isvannstemperatur øker vil aggregatet måtte jobbe hardere for å opprettholde ønsket isvannstemperatur ut av aggregatet, og regulatoren vil da høyne turtallet på motoren for å øke kjøleytelsen levert.

Ved ukeslutt kan den nevnte markante høyningen i inngående isvannstemperatur observeres. Like før dette tidspunktet ble det målt de laveste temperaturene i inn- og utgående isvann i løpet av hele analyseuken.

10.2.2.3 Vanntemperaturer på varm side

Variasjonene i vanntemperaturer på varm side av anlegget over analyseperioden er vist i Figur 34.



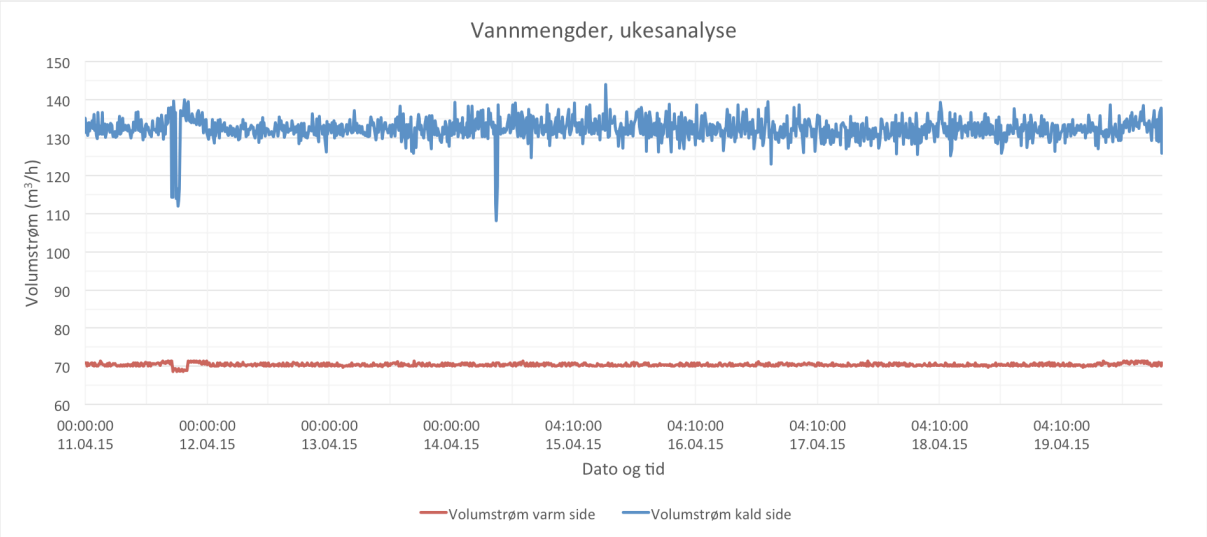
Figur 34: Variasjon i vanntemperaturer over ukesanalysen.

Utgående vanntemperatur fra anlegget har en middelverdi på 65 °C, mens inngående vanntemperatur har en middelverdi over analyseperioden på 52,5 °C. Dette svarer til et gjennomsnittlig vanntemperatur-løft på 12,5°C, som er under de prosjekterte 15°C. Også i dette forholdet ses variasjonene vist i tidligere figurer for ukesanalysen, som speiler endringene på anlegget.

Vanntemperaturene på varm side speiler endringene som ble sett i de foregående grafene. Det er tydelig at de to sidene speiler hverandre i endringsmønster, og at det er et tilnærmet konstant off-set mellom de to sidene på ca. 12,5 °C.

10.2.2.4 Vannmengder

Vannmengdene for analyseperioden er vist i Figur 35.



Figur 35: Vannmengder over ukesanalyse-perioden.

Svært lite variasjoner i begge ytelser, med unntak av en plutselig endring kl. 17 den 11. April. Det ble da observert en plutselig endring i vannstrømmene på begge sider av anlegget. Bruddet i tidsaksen skyldes et strømbrudd som tok ut loggingen i en periode den 14.april 2015. Tydelige endringer i helgedrift, og et relativt konstant temperaturforløp i ukedagene.

Det er svært lite variasjoner i verdiene målt på varm side under denne analyseperioden. Det vises også i den statistiske analysen, hvor gjennomsnittsverdien ligger på ca. 70,4 m^3/h, med et standardavvik på ca. 0,58 m^3/h.

Det er kun et markant avvik på både varm og kald side samtidig, og dette forekom kl. 17 lørdag den 11.april. Dette antas å være årsaken til endringen som er speilet i både ytelser og isvannstemperaturer. På isvannssiden er fallet plutselig, og på ca. 23 m^3/h. Med de temperaturnivåene anlegget hadde før endringen tilsvarer dette et fall i kjøleytelse på ca. 105 kW. Målingene i ytelse viste et fall i kjøleytelse på ca. 94 kW i samme målepunkter.

Dette påpeker hvordan endringer i vannmengdene har stor betydning for målt ytelse og dermed målt COP.

10.2.3 Døgnanalyse

Kjølebehovet som skal dekkes av anlegget avhenger av hvorvidt datamaskinene brukes eller ei, da varmeavgivelsen fra datamaskinene er direkte forbundet med hvorvidt datamaskinen og serverne er i bruk. Ettersom regnekraften til superdatamaskinen "Vilje" er svært ettertraktet er det stort sett en kø med arbeidsoppgaver som venter på tur. Dette fører til at kjølebehovet er relativt konstant til enhver tid, men at det er mindre variasjoner. Dette har vært diskutert i de foregående avsnitt på langtids- og ukesanalyse.

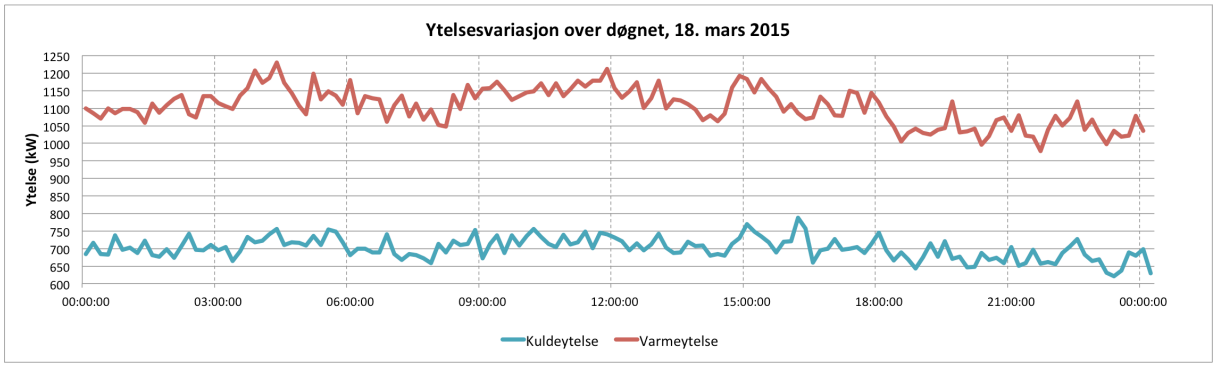
For å studere ytelsesvariasjonen over døgnet ble det valgt et referansedøgn fra langtidsloggingen. Som Figur 25 viste, var det noe variasjoner i ytelser og COP ved ukedager og helgedager. Det ble vektlagt å finne et referansepunkt hvor det var stabil drift både før og etter referansen, for å eliminere variasjoner i verdier som følge av eventuelle feil på aggregatene like før analyseperioden eller som kunne oppstå kort tid etter analyseperiodens slutt.

Ettersom ukedagene er der en ser mest konstante verdier ble det søkt etter en onsdag midt i loggeperioden, og valget falt på 18. mars.

For utfyllende statistisk analyse over verdiene analysert i døgnanalysen, se Vedlegg K.

10.2.3.1 Kjøle- og varmeytelser

Variasjonene i både varme- og kjøleytelse på anlegget over det valgte referansedøgnet er vist i Figur 36.



Figur 36: Ytelsesvariasjon over et referansedøgn (18.03.15).

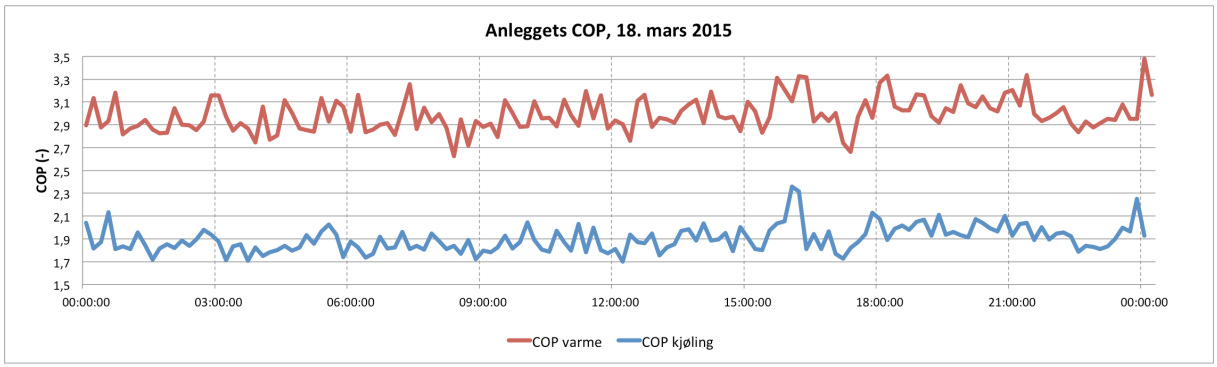
Middelverdi på kjøleytelse = 701 kW og varmeytelse = 1104 kW. Standardavvik gjenspeiler de tallmessig større variasjonene i varmeytelsen, som er henholdsvis 30 og 51 kW for kjøling- og varmeytelse

Variasjonene vist Figur 36 viser en relativt konstant kjøleytelse, med noen variasjoner over døgnet, men ingen klare tendenser. Grafen har en svak nedadgående tendens mot nedadgående ytelser på kveld- og nattestid.

Det ses en økning i varmeytelse rundt klokken 04-05, som svarer til oppstart av ventilasjons- og varmeanlegg for dagdrift. En annen topp i varmeytelse kommer rundt klokken 1500, som tyder på at en endring i varmebehovet, som kan skyldes bytte til ettermiddagsdrift på de nevnte anleggene. Det ses spesielt avtagende varmeytelser ca. kl 18, som peker mot at kveldsdriften på anleggene er fullt operativ, og at varmebehovet er lavere enn på dagtid.

10.2.3.2 COP

Variasjonene i COP-verdier for referansedøgnet er vist i Figur 37.



Figur 37: COP over referansedøgnet 18.mars 2015.

Relativt konstant COP. De to kurvene speiler hverandre og endringene i dimensjonerende temperaturer godt. Middelverdier er for varme = 2,99 og for kulde = 1,90. Variasjonene i varme bærer preg av å være noe større enn de for kjøling, noe som også gjenspeiles statistisk med et standardavvik på henholdsvis 0,14 og 0,11.

Som figuren viser er det relativt konstante ytelser og COP-verdier over hele døgnet, hvor kjøleytelsen er spesielt stabil. Videre kan variasjonene i COP sies å speile de andre variasjonene som er sett i de andre målingene i ukesanalysen.

Statistiske nøkkeldata for målingene er gitt i Tabell 12.

10.2.3.3 Statistiske variasjoner i ytelse og COP

Det var ønskelig å forsøke å kvantifisere variasjonene i ytelse og COP som man så i grafene for døgnanalysen.

Det ble derfor i første omgang foretatt en grundig statistisk analyse av tallmaterialet som bygde opp rundt COP og ytelsesberegningene. Variasjonene for COP og ytelse er tatt med i tabellen under, og fullstendige statistiske beregninger er gitt i Vedlegg K.

Tabell 12: Statistiske nøkkeldata for variasjon i ytelse og COP over referansedøgnet 18.03.15.

Merk den lave variansen i COP-verdier og den høye variansen i ytelsene. Dette skyldes størrelsesforskjellen på de ulike størrelsene. Dette gjenspeiles også i standardavvik og størrelse på konfidensintervall

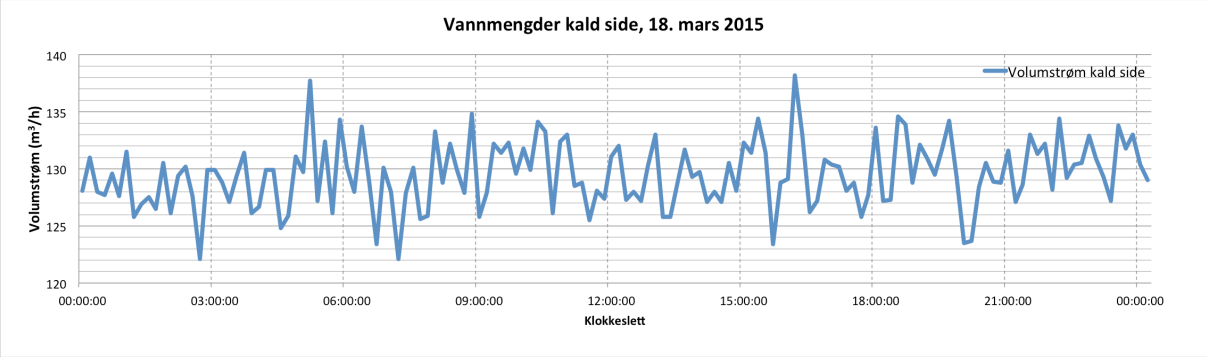
	Kjøleytelse	Varmeytelse	COP_{varme}	$COP_{kjøling}$
Gjennomsnittsverdi	701,02	1 104,82	2,99	1,90
Median	699,68	1 107,49	2,96	1,88
Standardavvik	30,30	51,82	0,15	0,11
Minimum	621,05	977,90	2,63	1,70
Maksimum	787,22	1 230,52	3,48	2,36
Konfidensintervall (95 %)	4,96	8,48	0,02	0,02

Verdiene i Tabell 12 gjenspeiler hva Figur 36 viser. Kjøleytelsen ligger relativt stabilt rundt 700 kW, og har mindre variasjon i sine verdier som kommer til uttrykk gjennom en lavere varians, et smalere konfidensintervall og et lavere standardavvik. Varmeytelsen ligger høyere og sirkler tydelig rundt 1100 kW, noe som både figuren og den statiske analysen i tabellen viser. Det er også høyere usikkerhet knyttet til disse verdiene, noe analysen gjenspeiler. Dette skyldes i hovedsak større verdier og at anlegget ikke reguleres etter varmeytelse. Varmeytelsen som leveres fra anlegget er avhengig av kjøleytelsen og temperaturnivået på varm side (og dermed kondenseringstemperaturene). Dette gjør at det naturlig oppstår større variasjoner i varmeytelsen enn i kjøleytelsen.

Med dette statistiske grunnlaget var det naturlig å videre forsøke å redegjøre for hvorfor variasjonene oppstod. Ved ytelsesberegninger tas det utgangspunkt i temperaturforskjeller og endringer i vannstrømmer, og dette ble derfor det naturlige neste fokuspunkt.

10.2.3.4 Vannmengder

Ettersom det ble observert noe endringer i ytelse over døgnet var det ønskelig å kartlegge om dette kunne skyldes variasjoner i vannmengdene. Dette er vist i Figur 38.



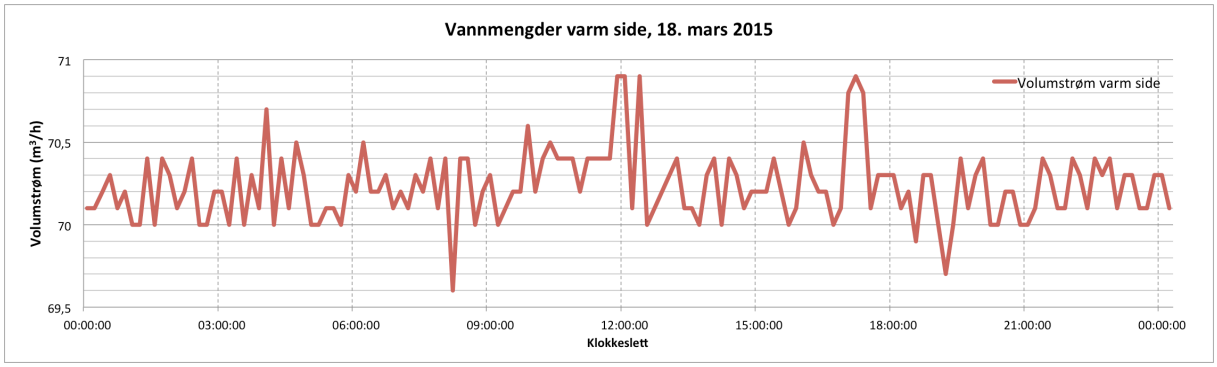
Figur 38: Vannmengder på kald side over referansedøgnet.

Relativt konstant forløp med mindre variasjoner over døgnet. Standardavvik på 2,9 m³/h betyr et avvik på 2,2 % fra gjennomsnittsverdien. Markante topper ved start og slutt av dagdrift på varmeanleggene, som antas å være skyld i disse plutselige endringene

Standardavviket for vannmengdene på kald side er på 2,9 m^3/h. Med en ΔT på kald side på 5°C betyr det at standardavviket kan bety et avvik på 16,9 kW i kjøleytelse.

Om dette sammenlignes med standardavviket i kjøleytelse i foregående avsnitt ser man at den verdien ble beregnet til å være på 30,3 kW. Altså kan *ikke* hele avviket tilskrives variasjoner i vannmengdene på kald side.

På varm side ble det i foregående avsnitt vist at det var større standardavvik forbundet med varmeytelse enn med kjøleytelse, hele 51,8 kW.



Figur 39: Vannmengder på varm side av anlegget.

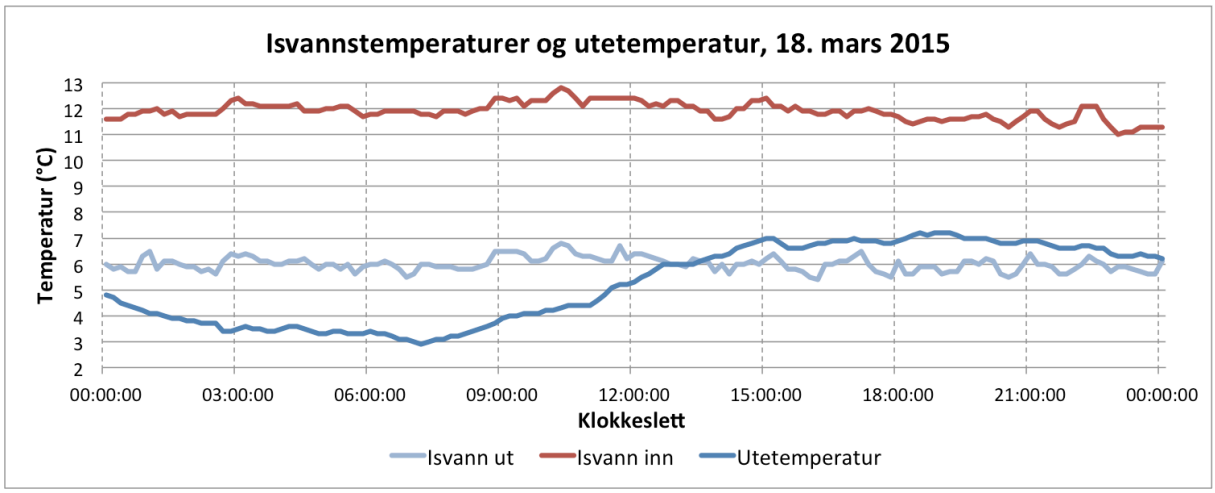
Svært lite endringer over døgnet. Standardavvik på 0,2 m³/h betyr 0,3 % avvik fra gjennomsnittsverdien

Vannmengdene på varm side preges av et mindre variert forløp over døgnet, og standardavviket er på kun 0,21 m^3/h. Gjennomsnittlig over døgnet var temperaturløftet på varm side lik ca. 14 °C. Dermed betyr standardavviket i vannstrømmene at 3,4 kW av

standardavviket i varmeytelse kan tilregnes endringene vi ser i vannstrømmene. Dette er kun 6,6 % av standardavviket i ytelse, og variasjoner i vannstrømmer begrunner ikke hele feilen.

10.2.3.5 Isvannstemperatur og utetemperatur

Når en beregner kjøleytelsen tas det utgangspunkt i isvannstemperaturene og vannstrømmen på kald side. Det er derfor interessant i denne forbindelse å studere hvordan isvannstemperaturene endres over døgnet. Figur 40 viser dette, samt variasjonen i utetemperatur.



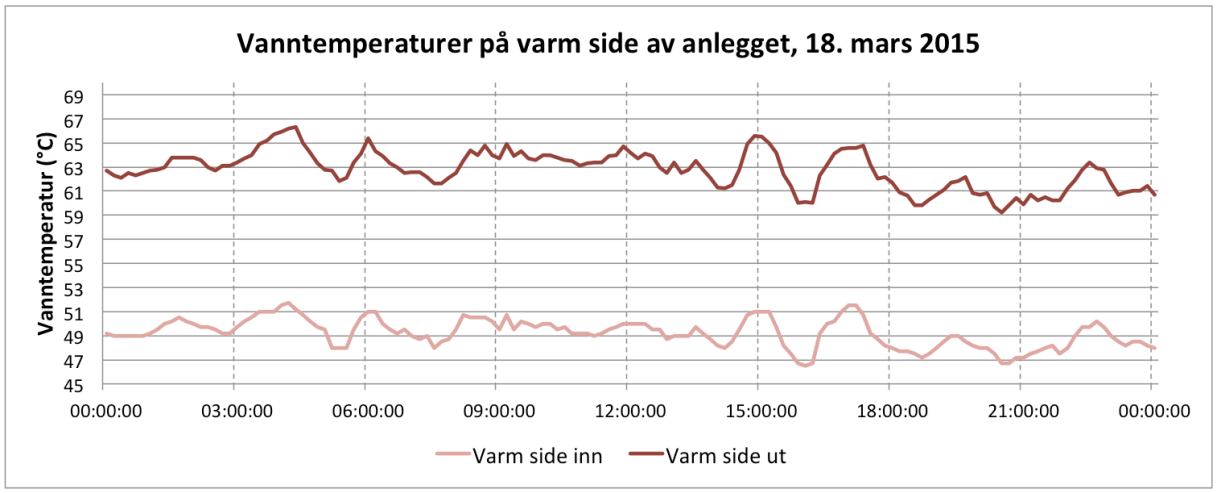
Figur 40: Variasjon i isvanns- og utetemperaturer i løpet av referansedøgnet.

Stabile isvannstemperaturer, hvor inngående og utgående temperaturer speiler hverandre. Isvannstemperaturene er uavhengig av utetemperaturen, slik de skal være

Som en kunne anta fra både Figur 36 og Tabell 12 er isvannstemperaturene relativt konstante og varierer lite over døgnet, og er tydelig ikke en direkte funksjon av utetemperaturene. Det er et fall i isvannstemperatur som riktignok korresponderer noe med at utetemperaturen er i økende fase, men dette antas å heller skyldes et avtagende kjølebehov over døgnet. Kjølebehovet antas å ikke være avhengig av utetemperatur. Videre kan en fra Figur 40 observere at endringene i inngående isvannstemperatur speiles i den utgående isvannstemperaturen. Endringene i temperatur er merkbart mer frekvente i den utgående isvannstemperaturen, og dette vitner om reguleringen innad i maskinene.

10.2.3.6 Vanntemperaturer på varm side

Vanntemperaturenes variasjon over referansedøgnet vises Figur 41.



Figur 41: Variasjon i inngående og utgående vanntemperatur på varm side av anlegget i løpet av referansedøgnet 18.03.15.

De to kurvene speiler hverandre svært godt, og det sees en relativt jevn ΔT = 13-14 °C. Det er et jevnt varmeuttak i det interne varmenettet over dagen, som gjenspeiles i den flate kurven mellom 0830 og 1430.

Figur 41 viser at vanntemperaturene på varm side av anlegget speiler hverandre godt, og at endringene på inngående vann blir håndtert godt av anlegget, som regulerer seg raskt etter dette.

Rundt klokken 0500 ses et helt horisontalt parti i inngående vanntemperatur. Dette kan forklares ved å studere temperaturene opp mot ytelsene. I Figur 36 kan en se at like før og etter klokken 0500 inntreffer maksima i varmeytelse, på 1230 kW. Maksimal varmeytelse fra anlegget er angitt til å være 1314 kW, og anlegget leverer med andre ord ca. 94 % av sin nominelle varmeytelse. Dette skyldes at det igangsettes oppstart av dagdrift på varmeanleggene på Gløshaugen. Et høyere effektbehov for varme i denne oppstartsperioden fører til lavere returtemperaturer inn på anlegget. Dette gir endrede driftsbetingelser over en kort tidsperiode, og dette gir svært høye ΔT på anlegget. Dette ses igjen i Figur 41, som vises en ΔT i dette øyeblikket på over 16 °C. Dette er over de prosjekterte ΔT på 15 °C, og maskinene presses til yttergrensene av sin kapasitet på varm side. Det er verdt å merke seg at dette er momentanverdier, slik at dette ikke nødvendigvis er tilfeller som gjenspeiles over lang tid. Slik Figur 41 også viser opptrer kun dette ekstreme temperaturløftet over en svært kort periode, og temperaturen inn på varm side øker raskt i tiden etter.

10.2.4 Ytelse ved varierende temperatur over lang tid

Ettersom det er utetemperaturkompensering i det interne fjernvarmenettet er det følgelig en kontinuerlig endring i tur- og returtemperaturene i nettet. Da anlegget får nettopp returvannet i det interne fjernvarmenettet inn på varm side fører dette til at kondenseringstemperaturene i aggregatene bestemmes av hvor varmt dette vannet er. Dette påvirker dermed også kompressorens trykkløft.

De ulike parameterne påvirker hverandre i følgende rekkefølge;

- Lavere utetemperatur
- Gir en økning i varmebehov i byggene
- Dette gir behov for økt turtemperatur fra hovedvarmevekslersentral
- Som igjen gir økning i returtemperatur i det interne fjernvarmenettet
- Som deretter gir en økning i temperatur inn på varm side av anlegget
- Økt temperatur inn betyr en høyere kondenseringstemperatur
- Som betyr at trykkløftet for kompressor må økes
- Resulterer i økt kompressorarbeid
- Som gir lavere COP (3-4% per grads økning i kondenseringstemperatur)

Det var derfor interessant å studere hvordan anleggets varme- og kjøleytelser endret seg ved endring i de dimensjonerende temperaturene. Ved hjelp av langtidsloggingen fra februar til mai ble det etablert et fyldig datagrunnlag, som ga et stort spenn av temperaturer å studere.

Ettersom målingene er gjort ved et samplingsintervall på 10 minutter og over ca. 2,5 måneder er det svært mange datapunkt. Dette fører til at for mange av de målte temperaturer finnes det ulike målinger av henholdsvis ytelse, COP etc. For å få et leselig bilde av anleggets oppførsel ved de ulike temperaturnivåene er det derfor valgt å vise midlede verdier per endring i temperatur.

Først kan det tas utgangspunkt i hvordan ytelsen til anlegget preges av endrede temperaturer. Ettersom anlegget reguleres etter kjøleytelse, og ikke varmeytelse som tradisjonelle varmepumpeanlegg gjerne gjør, vil det være endrede temperaturer på kald side som først og fremst vil være det som tvinger aggregatene enten opp eller ned i ytelse.

Dersom anlegget opplever høye isvannstemperaturer inn vil det altså jobbe hardere for å opprettholde settpunktet for utgående isvann på ønsket nivå. Dette vil føre til endringer også i levert varmeytelse, da avgitt varmeeffekt er en funksjon av produsert kjøleeffekt.

I tilbudsgrunnlaget fra leveransen av prosjektet ble det presentert følgende forventede og tillatte endringer i ytelse og opptatt effekt i kompressormotoren.

Tabell 13: Tillatte endringer i ytelse og opptatt effekt ved dellast, fra den tekniske dokumentasjonen i tilbudsgrunnlaget.

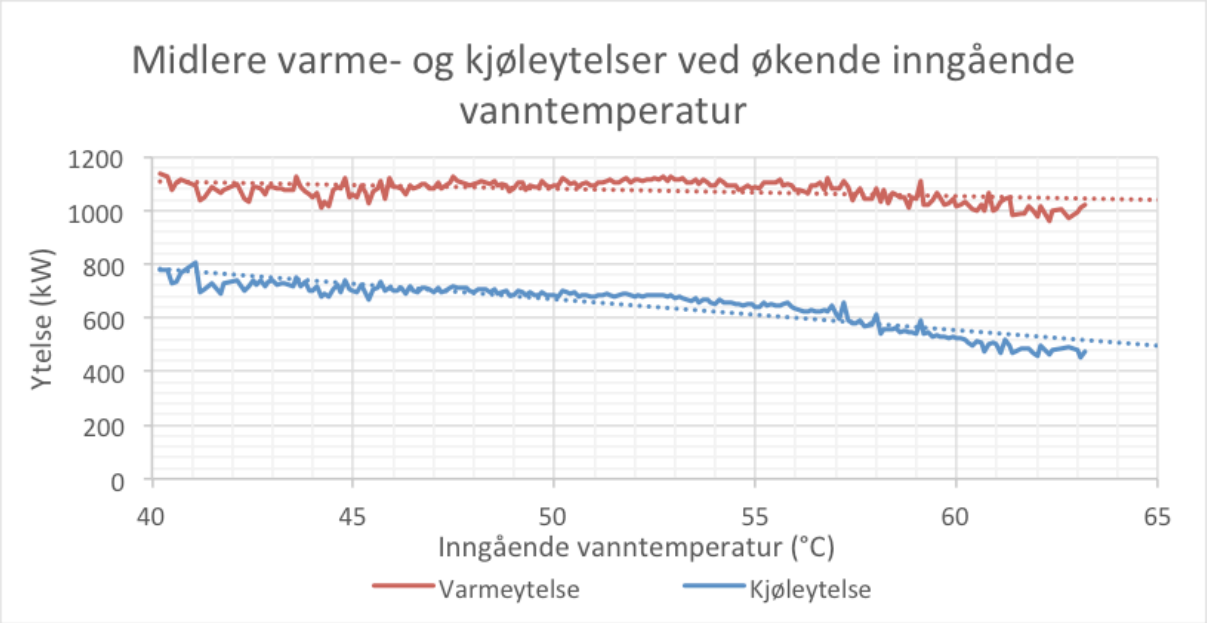
Tallene i tabellen er utformet av produsent, og er lovte endringer i COP og varmeytelse ved endring i dellast. Det er ikke oppgitt noe informasjon i tilbudet om hvordan kjøleytelsen forholder seg til endrede temperaturer på varm side.

Dellast i %	Varmeytelse %	Opptatt effekt i %
100	- 5	+ 5
75	- 5	+ 5
50	- 10	+ 10
25	- 25	+ 25

Av tabellen kan en anta at avgitt varmeeffekt derfor ikke skal være en direkte funksjon av temperaturene på varm side. Så lenge det forutsettes at kjøleytelsen skal være nærmest konstant pga. et kontinuerlig høyt kjølebehov, burde varmeytelsen være tilnærmet like konstant.

Denne hypotesen kan sammenlignes med de faktiske resultatene for midlere ytelse mot økende inngående vanntemperatur på varm side av anlegget. Data er hentet fra den fulle langtidsloggen. Data fra driftsstanser er ekskludert for å vise verdier fra anlegget i ordinær drift.

Figur 42 viser denne sammenhengen.



Figur 42: Midlere ytelser ved økende inngående vanntemperatur på anlegget.

Noe varierende produksjon, og en klar senkning i kjøleproduksjon ved økende inngående vanntemperatur. Dette kan skyldes at høyere temperatur fører til høyere kondenseringstemperatur, som gir et større trykkløft for kompressoren og vanskeligere arbeidsforhold

Av figuren kan en se at kjøleytelsen er avtagende ved økende temperaturer inn på varm side av anlegget. Tendensen til dette er ikke konstant. Fallet i ytelse er slakere og mindre markant frem til inngående vanntemperatur overstiger 55 °C.

Fra 40 til 55 °C viser trendlinjen et fall fra 800 til 620 kW, altså et fall på 12 kW per grads økning i inngående vanntemperatur. Med en maksimal nominell kjøleytelse på 800 kW tilsvarer det at anlegget mister **ca. 1,5 %** av total kjøleytelse per grads økning i inngående vanntemperatur.

For de faktiske målte verdiene kan det i intervallet fra 55 grader og opp til den maksimalt observerte temperaturen på 63 °C, ses et helt annet forløp. Fallet her skjer langt raskere. Fallet fra målte 640 kW ytelse ved 55 °C og ned til 477 kW på 63 °C betyr et fall på 163 kW. Dette tilsvarer et fall på **ca. 2,9 %** av total kjøleytelse per grad. Senkningen i kjøleytelse er altså over **3,6** ganger så rask på de høye temperaturene.

På bakgrunn av dette kan vi fastslå at anleggets fordamperytelse *ikke* er uavhengig av temperatur inn på varm side, men at dette påvirker kjølekapasiteten svært mye. Spesielt ser vi at jo høyere temperaturene er, jo raskere faller også levert kjøleeffekt.

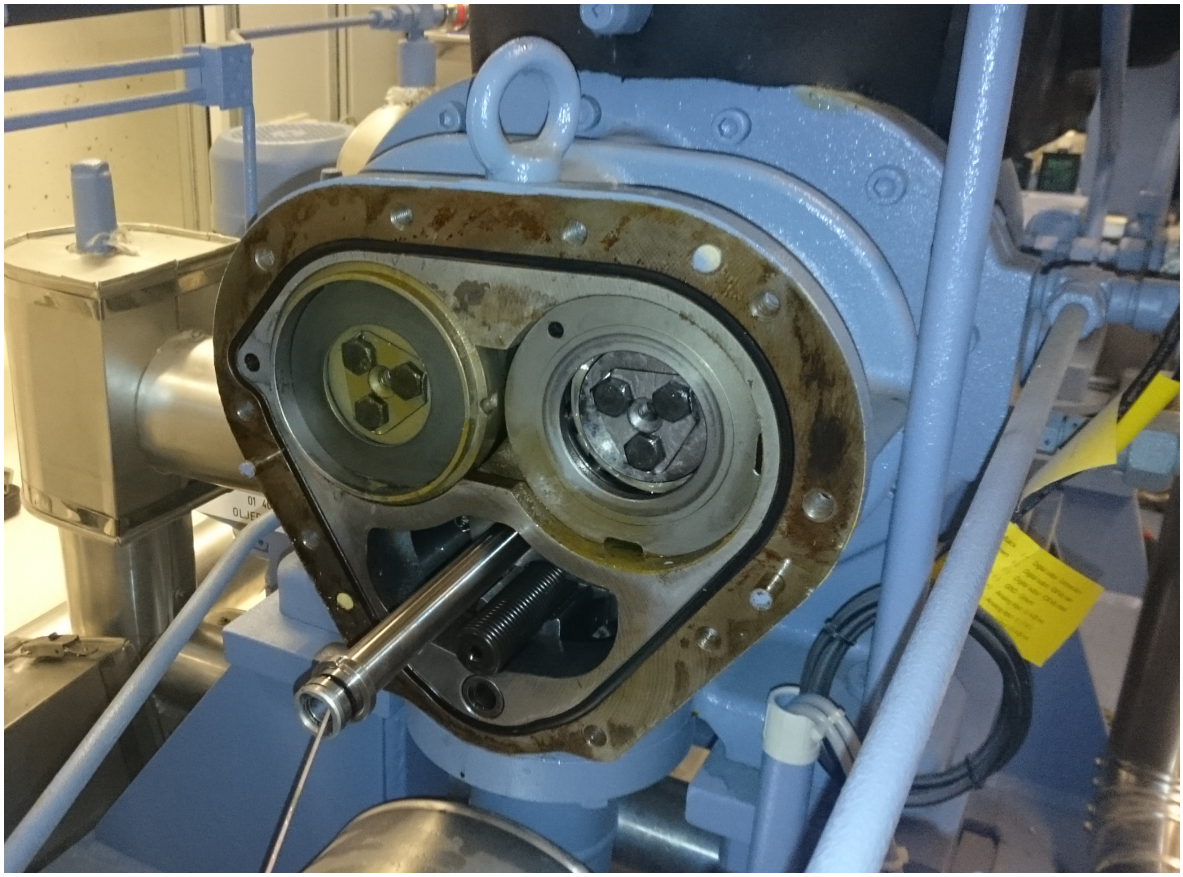
Varmeytelsen, derimot, er mer konstant. Fallet er synlig også for denne siden, men en kan ikke si at fallet er like markant som det for kjøleytelsen. Fallet er på ca. 1,23 kW/°C, eller 0,094 % av maksimal avgitt varmeeffekt per grads økning i inngående vanntemperatur.

11 Kompressor

Det er i dette kapittelet fokusert på kompressorene på anlegget og deres reguleringsformer. Dette gjøres da det i arbeidet med masteroppgaven ble utført det som ble omtalt som en ”sleide-test” for å kartlegge effektiviteten til aggregatene ved de to ulike reguleringsformene på anlegget. Disposisjon for kapittelet er derfor som følger:

- Informasjon om kompressorene
- Informasjon om motorene
- Teori om ulike reguleringsformer brukt på kompressorer (turtalls- og sleideregulering)
- Forklaring på hvordan ulike sleider reguleres på anlegget
- Motivasjon og forarbeid før sleidetesten
- Resultater fra sleidetesten
- Diskusjon av resultatene fra testen

11.1 Kompressorene på anlegget



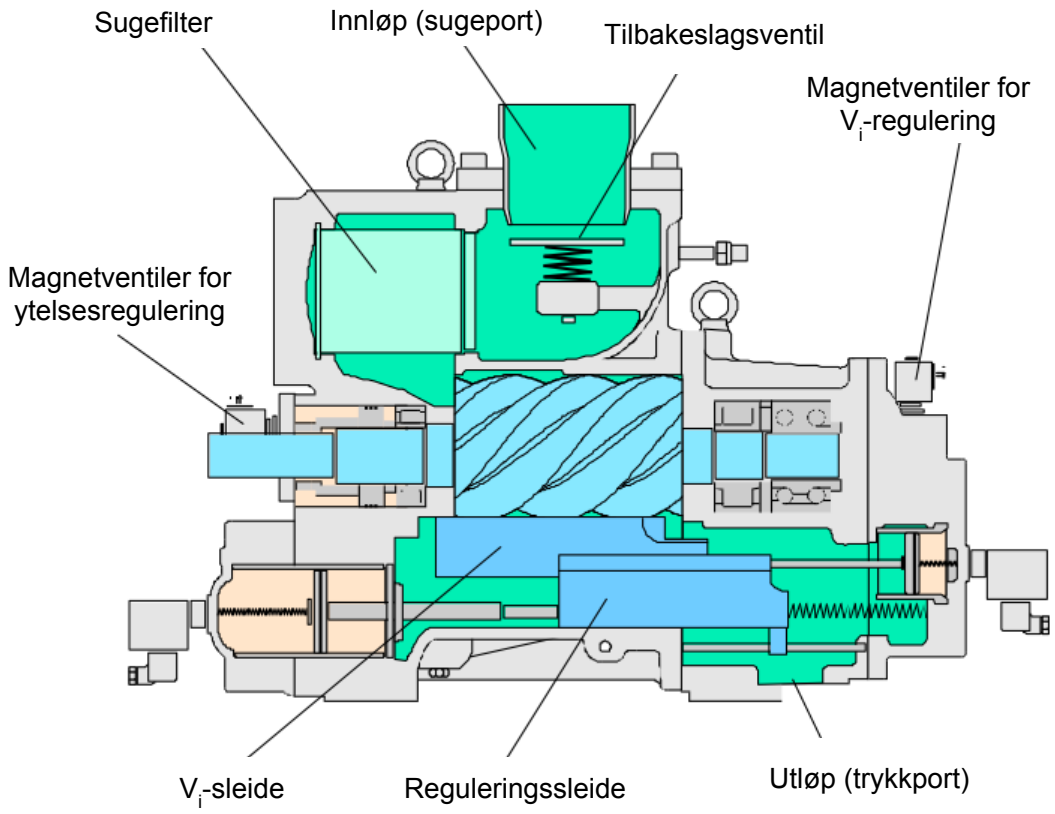
Figur 43: Bilde av innsiden av kompressoren

Dette bildet er fra da kompressoren i aggregat 1 da den var åpen under periodisk service i forbindelse med 10.000 driftstimer i juni 2015. Den mannlige rotoren er til høyre, og denne driver den andre rotoren til venstre rundt. De sølvfargede røret som stikker ut i midten av området er føringen av elektronisk tilknytning til sensor for sleideposisjon, mens det sorte røret under er staget som dytter V_i-sleiden.

Kompressorene på anlegget er åpne kompressorer av typen twin-skrue. At kompressoren er åpen vil si at motoren er utført i en separat konstruksjon fra kompressoren, og at kraften overføres videre til kompressoren, via for eksempel et belte eller en aksling. Her benyttes det sistnevnte.

Skruekompressorene er utstyrt med to former for regulering av ytelse, som endres etter det til enhver tid eksisterende kjølebehovet. Fra 100 til 50 % ytelse reguleres kompressoren ved bruk av turtallsendring på motoren som driver kompressoren. Fra 50 til 10 % ytelse reguleres kompressoren ved bruk av sleide. Kompressoren har to ulike sleider, for både regulering av kompresjonsvolumet (reguleringssleide, regulerer ytelsen til aggregatet) og for å justere trykkforholdet mellom inn- og utløpstrykk (V_i-regulering).

I Figur 44 er et tverrsnitt av kompressoren presentert, hvor de to ulike sleidene er vist.



Figur 44: Kompressortverrsnitt

Bemerk de ulike sleidene og delene på kompressoren. Deriblant er det ulike magnetventiler for regulering av sleidene, som vil redegjøres for senere i dette kapittelet

Sleidene reguleres ved bruk av magnetventiler. Magnetventilene fører til at staget tilhørende den aktuelle sleiden endrer posisjon. Staget dytter deretter på sleidene. Dette er nærmere forklart i avsnitt 11.3.4 og 11.3.3 for henholdsvis endring av posisjon på V_i-sleiden og kapasitetssleiden.

11.2 Motor

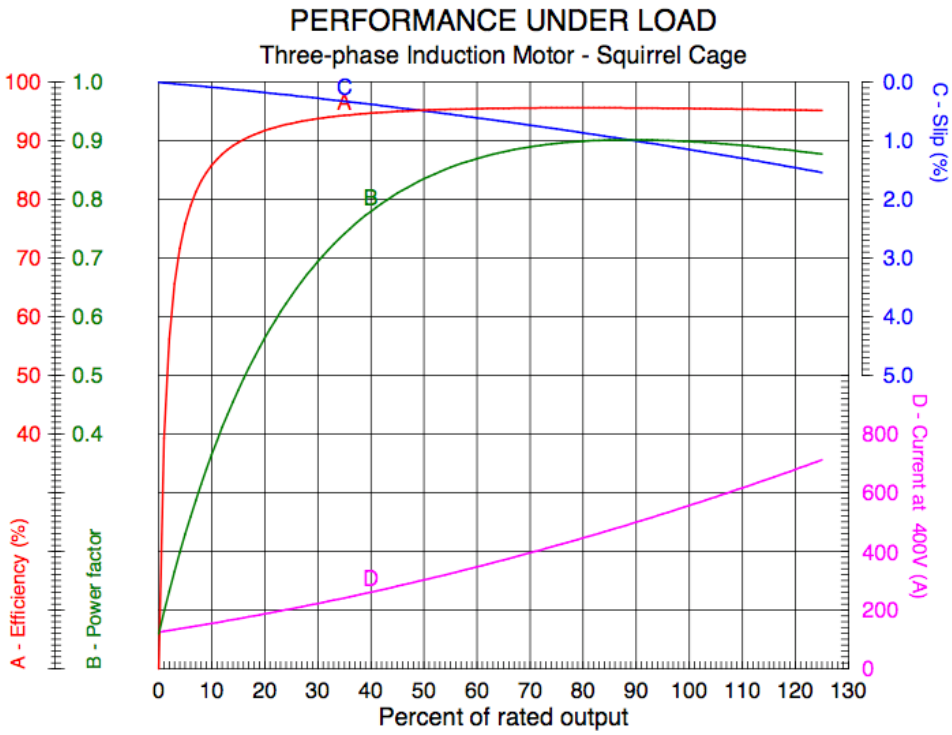
Motorene benyttet på dette anlegget er tre-fase induksjonsmotorer[1] med 2 poler, dimensjoner for 50 Hz frekvens. De tekniske data for motorene er gitt i Tabell 14.

Tabell 14: Tekniske data for kompressormotorene. Hentet fra teknisk grunnlag

	Motor 1	Motor 2
Type	3-fase induksjonsmotor	
Motorspenning	3-fase, 400 V, 50 Hz	
Rotasjonshastighet	2970 RPM	2965 RPM
Antall poler	2	2
Motorklasse	IE2	IE2
Kapslingsgrad	IP23	IP23

Motorene benyttet har IE2-energiklasse, og har virkningsgraden som vist i den røde linjen i Figur 45.

[1] Induksjonsmotorer kalles også asynkronmaskiner



Figur 45: Virkningsgrad og driftskarakteristikker for el-motoren i Aggregat 2 (52 bar).

Virkningsgraden (her merket "efficiency") er svært høy og stabil for ytelse over 60 prosent. Faller deretter gradvis raskere, før den stuper ved ca. 10-15 % ytelse. Motoren i Aggregat 1 er svært lik, og har tilnærmet samme karakteristika. Tilsvarende skisse for denne motoren finnes i Vedlegg C.

Som Figur 45 viser er virkningsgraden avtagende ved lavere laster, og den totale COP for anlegget må altså også avta med avtagende last. Dellastkarakteristikkene for anlegget totalt sett blir dårligere ved lavere last, delvis på grunn av tap i motoren.

11.3 Kompressorregulering

Kompressoren på dette anlegget benytter som nevnt to ulike reguleringsteknologier for endring i levert kjøleytelse. Disse er som nevnt turtalls- og sleideregulering. Denne kombinasjonen har lenge vært kjent som en av de teoretisk mer gunstige reguleringskombinasjonene for skruekompressorer (Shaw, 1988).

I dette avsnittet vil det presenteres grunnleggende teori om hvordan de to ulike

11.3.1 Turtallsregulering

Fra 100 til 50 % ytelse reguleres dette ved hjelp av turtallsregulering.

Kompressormotoren kan reguleres fra 1500 til 3200 RPM. Med endring i turtall vil også omløpshastigheten til rotoren endres tilsvarende, da turtall motor ≈ turtall rotor. Dette fører til at mengde sirkulert endres og ytelsen øker eller avtar med mengde. Motorens turtall endres vanligvis ved frekvensstyring av motoren, og et annet navn for denne reguleringsformen er da *inverter-styring (Zijdemans et al., 2014)*.

Turtallsregulering kjennetegnes ved at det gir;

- høy dellastvirkningsgrad, og dermed økt energisparing
- forlenget serviceintervall (grunnet lavere mekanisk slitasje ved lavere hastigheter)

(Pachai and Int Inst, 2014).

11.3.2 Sleideregulering

Fra 50 til 10 % ytelse anvendes det reguleringssleider for å regulere ytelsen. Kompressorene er utstyrt med to ulike sleider, en reguleringssleide og en V_i-sleide, som begge kan sees i Figur 44.

Leveringsgraden, λ, er et mål på hvor godt kompressoren utnytter sitt innebygde slagvolum. Den er definert som

$$\lambda = \frac{V_{innsugd}}{V_s},$$

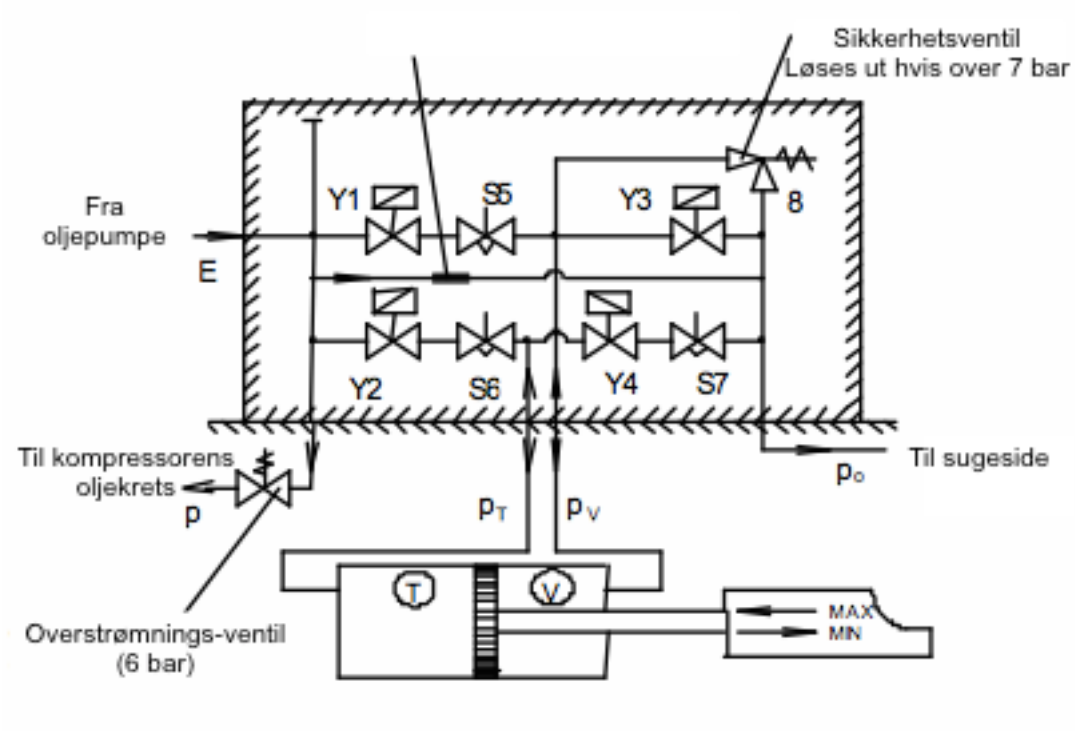
hvor V_s er transport/slagvolumet til kompressoren og $V_{innsugd}$ er den faktiske innsugde mengden kjølemedium. Begge er angitt i samme enhet, oftest m^3/h eller m^3/s.

De volumetriske tapene i en kompressor er direkte forbundet med leveringsgraden. Generelt vil volumetriske tap øke med trykkforholdet mellom inn- og utløp av kompressoren, da de

påvirkes av hvorvidt det oppstår lekkasje av gass mellom kompresjonsvolumer på de ulike trykknivåer.

11.3.3 Endring av sleideposisjon på reguleringssleiden

Reguleringen for å endre sleideposisjon for å tilpasse ytelsen skjer ved bruk av hydraulikk og magnetventiler. Det brukes fire magnetventiler som sammen regulerer posisjonen ved å fylle og tømme tomrommene ”T” og ”V” for olje, som vist i figuren Figur 46.



Figur 46: Systemskjema for posisjonsendring på reguleringssleiden.

Magnetventilene Y1-Y4 brukes til å endre oljemengde i tomrommene T og V, som dytter eller trekker på sleiden slik at ytelsen reguleres etter ønske. Reguleringsventilene S5-S7 brukes til å endre tregheten på reguleringen.

Oljen tilføres via koblingen til oljepumpen (E), og tappes via 4 hull på bunnen av huset for magnetventilene, som gir en kobling til oljekretsen i kompressoren (p), til kompressorens sugeside (P_o), og til tomrommene (T og V) på hver side av stempelet som driver sleiden.

Ventilene er av type sete-ventil, og krever 220 V AC-spenning for å drives.

Endring i posisjon skjer ved å åpne og lukke to og to ventiler parvis.

- Endre sleideposisjon mot maksimal posisjon:
    - Y1/Y4 åpen
    - Y2/Y3 lukket
- Endre sleideposisjon mot minste åpning:
    - Y2/Y3 åpen
    - Y1/Y4 lukket

Reguleringsventilene S5, S6, og S7 brukes til å endre på reguleringshastigheten på sleiden, og ved å trigge S5 økes denne, mens den minkes ved å aktivere S6.

11.3.4 V_i-sleiden

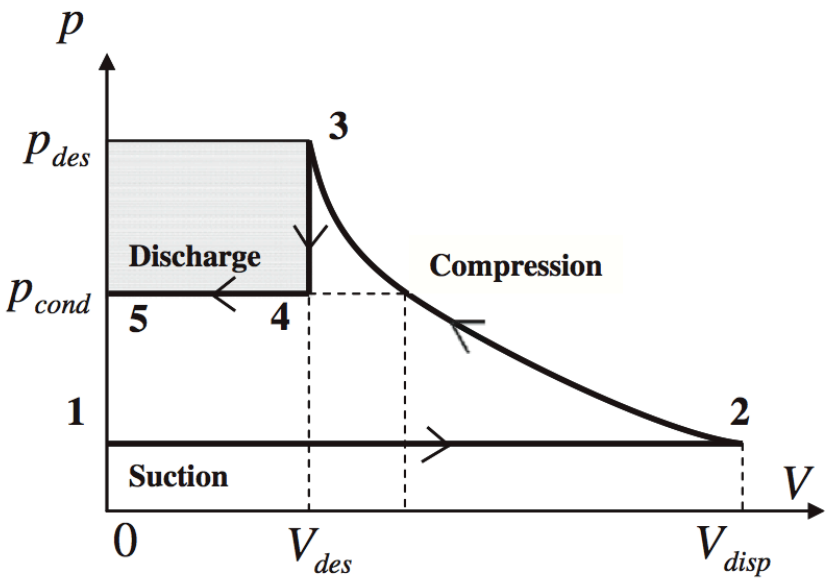
V_i-forholdet i en kompressor er forholdstallet mellom kompresjonsvolumet ved innløpet og utløpet av kompressoren.

$$\pi = \frac{P_{kompressor\ utløp}}{P_{kompressor\ sugeside}} \qquad V_i = \frac{V_{sugeside}}{V_{utløpsside}}$$

Ved en lavere V_i økes arealet i utløpsområdet ved å flytte denne sleiden lengre tilbake. Dette gir et høyere utløpsvolum, og som formelen over viser vil dette gi et lavere forhold mellom innløp og utløpsvolum.

I mange skruekompressorer er dette forholdet fast bestemt. Dersom kompressoren, som her, er utstyrt med V_i-sleide kan størrelsen på utløpsåpningen endres ved å justere posisjonen til V_i-sleiden. På denne måten kan V_i-forholdet endres til å passe til de ytre forhold (altså temperaturnivå på varm og kald side, som følgelig endrer fordampnings- og kondensatortrykket). På denne måten kan utløpstrykket tilpasses til å være likt det ønskede trykket på høytrykkssiden. På denne måten unngås over- og underkompresjon, og kompressorarbeidet holdes til et absolutt minimum til enhver tid.

Et kompresjonsforløp som resulterer i overkompresjon grunnet feil V_i-forhold i en skruekompressor er vist i Figur 47.



Figur 47: Overkompresjons-forløp i et p-V diagram

Dersom utløpstrykket i kompressor overgår kondenseringstrykket vil det føre til unødvendig høyt arbeid til kompressoren. Overkompresjon kan forekomme fordi designvolumet er fast bestemt overgår det ideelle kompresjonsvolumet, det vil si volumet som ville gitt et utløpstrykk lik kondenseringstrykket. (Chamoun et al., 2013). Ved bruk av V_i-sleide unngås overkompresjon.

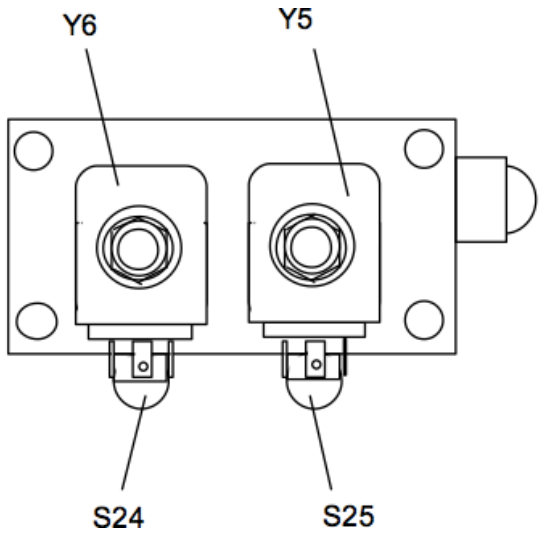
i Figur 47 er det vist et prosessforløp som fører til overkompresjon. Prosessen skjer på følgende måte:

- 1-2: Sugeprosess, gassen suges inn i det disponible volumet
- 2-3: Kompresjonsprosessen. Volmet minker og trykket øker til designtrykket, $P_{des.}$
- 3-4: Trykkporten åpnes, og overkomprimert gass vil strømme ut av kompressorens trykkport og ekspandere til kondenseringstrykk
- 4-5: Gassen forlater kompressoren ved kondenseringstrykk

Arbeidet som kreves til denne prosessen er vist som området begrenset av 1-2-3-4-5-1, og er større enn arbeidet til den ideelle prosessen (begrenset av 1-2-den horisontale stiplede linjen-4-5-1).

Hvilken posisjon V_i-sleiden bør stå for å unngå over- og underkompresjon beregnes ved bruk av en algoritme satt i regulatoren, og denne er bestemt av produsenten.

Endring av posisjon på V_i-sleiden skjer ved bruk av justering på magnetventiler. Magnetventilene for denne reguleringen er vist i Figur 48



Figur 48: Magnetventilene for endring av V_i-sleidens posisjon.

Magnetventilene Y5-Y6 brukes for å endre på tilstrømning av olje til hulrom som dytter eller trekker på et stag som endrer posisjonen på Vi-sleiden. S24 og S25 endrer reguleringshastigheten på endringen.

Dette systemet fungerer svært likt systemet for regulering av reguleringssleiden. Magnetventilhuset for V_i-sleiden sitter på motsatt side av kompressoren, og har 3 borehull som gir tilknytning til oljesystemet til kompressoren, sugesiden av kompressoren og til det hydrauliske hulrommet som gir mulighet til å regulere posisjonen til sleiden.

For å endre posisjon må følgende ventiler åpnes og lukkes:

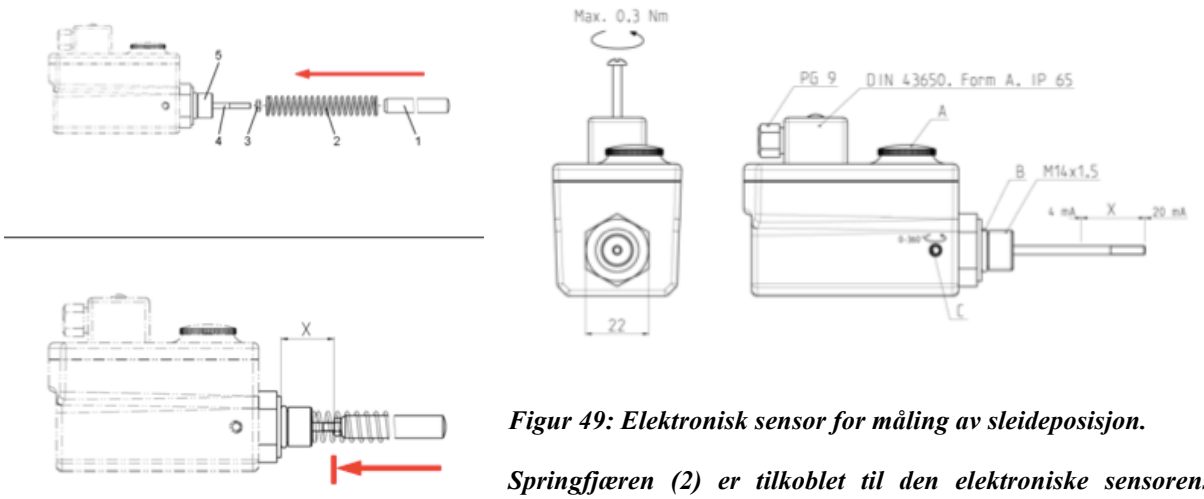
- Ønsker større V_i: Åpne ventil Y5, lukke Y6
- Ønsker mindre V_i: Åpne ventil Y6, lukke Y5

Ventilene S24 og S25 er reguleringsventiler for å justere reguleringshastigheten på V_i-sleiden. For å øke hastigheten må S25 aktiveres, mens hastigheten senkes ved å aktivere S24.

11.3.5 Elektroniske sensorer for måling av sleideposisjon

Ventilene styres av elektroniske sensorer som er plassert utenpå kompressorhuset og med tilkobling inn til magnetventilene.

Disse posisjonssensorene måler posisjonen gjennom endring i utstrekning på en springfjær, og skalerer dette til et signal mellom 4mA og 20 mA som korresponderer til aktuell sleideposisjon. Dette brukes deretter i aggregatets regulator hvor ytelse i forhold til temperaturnivåer blir beregnet. Dette er vist i Figur 49.



Figur 49: Elektronisk sensor for måling av sleideposisjon.

Springfjæren (2) er tilkoblet til den elektroniske sensorens følepinne (4) og staget (1) som endrer posisjon på sleiden. Slik måles posisjonen, som skaleres til et output signal mellom 4 og 20 mA avhengig av posisjon.

11.4 Tap i kompressoren

Kompressorer er alltid preget av flere typer tap. Prosessen kan ikke med rette betegnes som ideell, og tapene som forekommer deles vanligvis opp i *volumetriske* og *energimessige tap*.

Volumetriske tap ble nevnt i foregående kapittel, 11.3.2, og relaterer seg gjerne til leveringsgraden. Et annet ord for leveringsgrad, eller λ, er nettopp *volumetrisk virkningsgrad.* Som nevnt påvirkes λ av trykkforholdet mellom suge- og trykkport, i tillegg til kompressortype og dens størrelse (Zijdemans et al., 2014).

Energitapene i kompressoren kan beskrives som tapene som oppstår fordi den virkelige kompresjonen krever mer tilført effekt enn i en ideell og tapsfri kompresjonsprosess. Energivirkningsgraden til kompressor kan kalles *klemmevirkningsgrad* (Zijdemans et al., 2014), eller η_{kl}, og er definert på følgende måte;

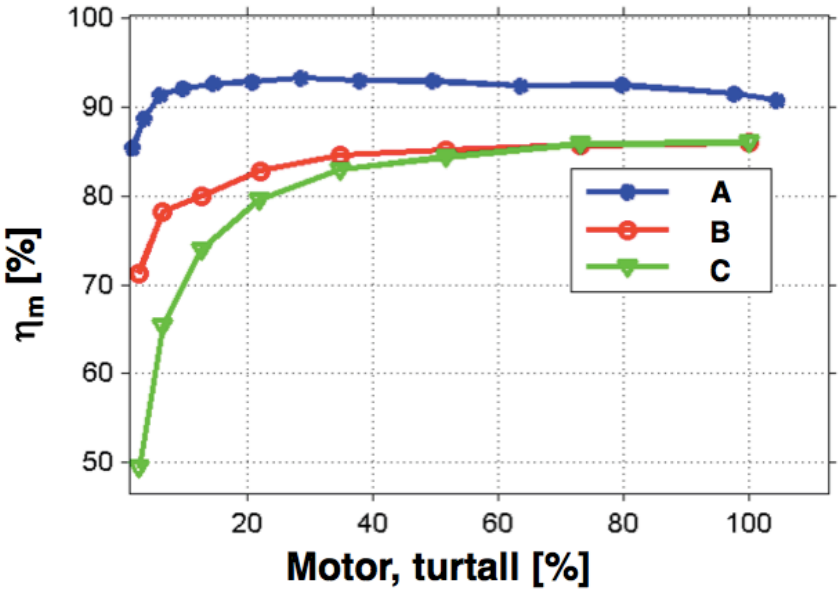
$$\eta_{kl} = \eta_{el} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{is}$$

hvor η_{el} er elektromotorens virkningsgrad, η_{tr} er transmisjonstapene forbundet med å overføre kraft fra motoren til akslingen på kompressoren, og η_{is} er effekttapet i en virkelig prosess i forhold til en isentropisk og tapsfri kompresjon.

Det er ønskelig med så lave tap i prosessen som mulig. El-motoren som driver kompresjonsprosessen er en av ”utgiftspostene” i energibudsjettet en varmepumpeprosess er, og det er derfor gjort ulike tiltak for å begrense energiforbruket i denne komponenten.

Et av dem er innføringen og restriksjonen satt på motorer, ved bruk av ulike klassifiseringer. Det finnes ulike motorklassifiseringer i dagens marked. En av dem ble innført med EU-direktiv 640/2009, og videre håndhevet her til lands gjennom NEK EN 60034. Det vanlige kravet til motorer har gjennom denne standarden vært å bruke minimum IE2-motorer innen EU-området, som er induksjonsmaskiner som har en virkningsgrad på ca. 95 %. Disse kalles også ”High efficiency”-maskiner. Fra og med 1. Januar 2015 stilles det krav til IE3-motorer, som kalles ”Premium efficiency”.

Permanentmagnetmotorer har kun blitt aktuelt for kuldetekniske anvendelser nylig grunnet rask utvikling av materialer de senere årene. De har prinsipielt en annen oppbygning enn vanlige asynkronmotorer. Dette vil ikke behandles i detalj her, men materialvalg og konstruksjon fører til svært flat dellastkarakteristikk, sett i forhold til asynkronmotorer. Motorvirkningsgrader både for permanentmagnetmotorer og asynkronmotorer vises i Figur 50.



Figur 50: Motorvirkningsgrader, η_m, for ulike motortyper.

A: Permanentmagnetmotor, B: Digitalt styrt asynkronmotor, C: Vanlig asynkronmotor. (Fahlén, 2012)

For kjøle- og varmepumpeanlegg er det vanlig med en avtagende COP ved lavere last, grunnet økende tap, lavere ytelse og et relativt til ytelsen høyt effektforbruk i motor ved dellast. Dersom det hadde blitt standard med permanent magnetmotorer i varmepumpeanlegg ville anleggene blitt preget av høyere dellastvirkningsgrader. Den høye virkningsgraden på lave laster ville kunne gi en voksende COP ved dellast (ned til et visst punkt), altså det motsatte av hva en vanligvis ser i dagens anlegg.

11.5 Test av COP ved ulike reguleringsformer – ”sleidetest”

For å undersøke ytelser og effektivitet, samt verifisere teori beskrevet i foregående kapitler, ble det foretatt en ytelsestest som presset både på høy og lav ytelse den 24. april 2015. Dette er omtalt som ”sleide-test”, grunnet at hovedmotivasjonen var å verifisere hvorvidt det var et fall i COP når sleidereguleringen ble aktivert.

11.5.1.1 Forarbeid og motivasjon

Som nevnt i avsnitt 11.3 og 11.3.2 viser teorien at det er store forskjeller i effektiviteten på ulike reguleringsformer. Sleideregulering er forbundet med høyere tap enn turtallsregulering. Det var derfor ønskelig å se om dette stemte også på denne kompressoren.

I samarbeid med Driftssentralen ble det besluttet å fokusere på aggregatene hver for seg heller enn anlegget totalt. Dette var grunnet at det over lang tid hadde sett ulik drift på de to aggregatene. Det var både variasjoner i hvilke kjøle- og varmeytelser som ble levert, men også grunn til å tro at det var variasjon i effektfaktorene på de to anleggene.

For å utføre testen måtte det gjøres utfyllende planlegging og mye arbeid ble lagt ned i tiden før testen. Dette skyldtes nok en gang at anlegget ikke er et labanlegg hvor samtlige parametere kan endres, men del av et virkelig varme- og kjølenett hvor behov må dekkes til enhver tid. Det resterende isvannsnettet måtte altså kunne dekke kjølebehovet mens anlegget under testen ble manipulert til å levere mindre enn det faktisk kunne. Det måtte derfor planlegges nøye hvordan resten av isvannsnettets kjølemaskiner måtte trinnes opp og ned for å både skape ønskede temperaturnivå inn på anlegget, samtidig som serveranleggene og superdatamaskinen ”Vilje” fikk sin nødvendige kjøleeffekt.

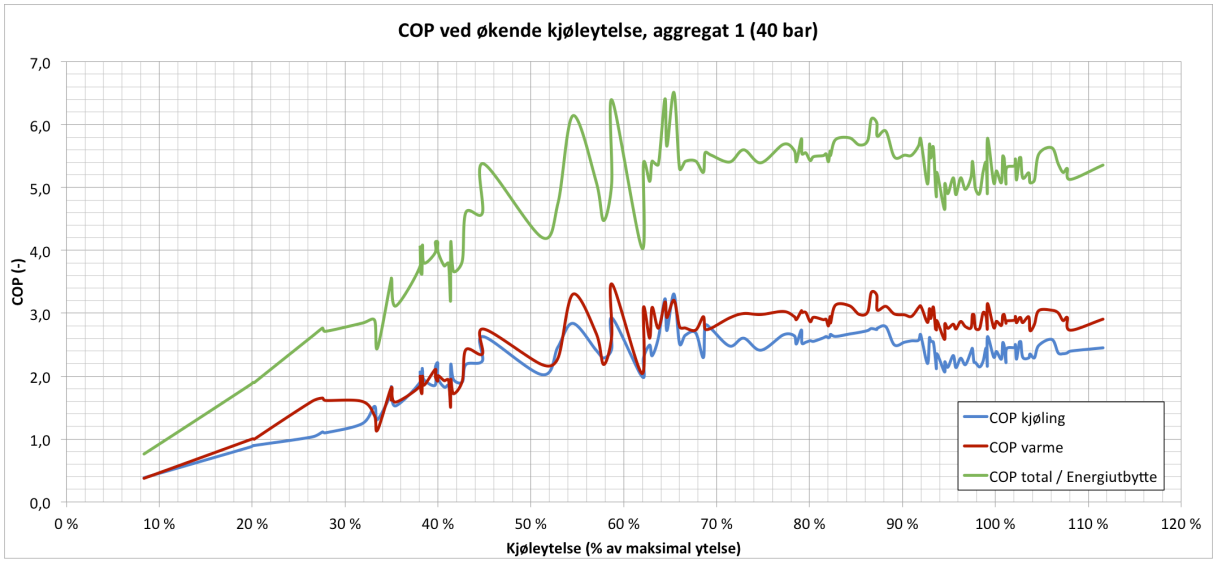
For å utføre testen ble SD-anlegget ved NTNU benyttet til regulering. Ved å endre på ønsket settpunkt for utgående isvann fra anlegget mens inngående isvann ble forsøkt holdt konstant, kunne en gradvis senke ΔT på kald side av anlegget. Dette førte til en trinnvis nedregulering av anleggets ytelse.

11.5.2 Resultater

Resultatene fra denne testen vises i figurene under. Det er valgt å presentere for hvert aggregat separat, og ikke for anlegget totalt. Dette skyldes som nevnt i forrige avsnitt, 11.5.1.1, at det var grunn til å tro at de to aggregatene oppførte seg ulikt under ulike dellaster.

11.5.2.1 Aggregat 1

Fallet i COP ved ulike prosentandeler av total kjøleytelse i Aggregat 1 under sleidetesten er vist i Figur 51,

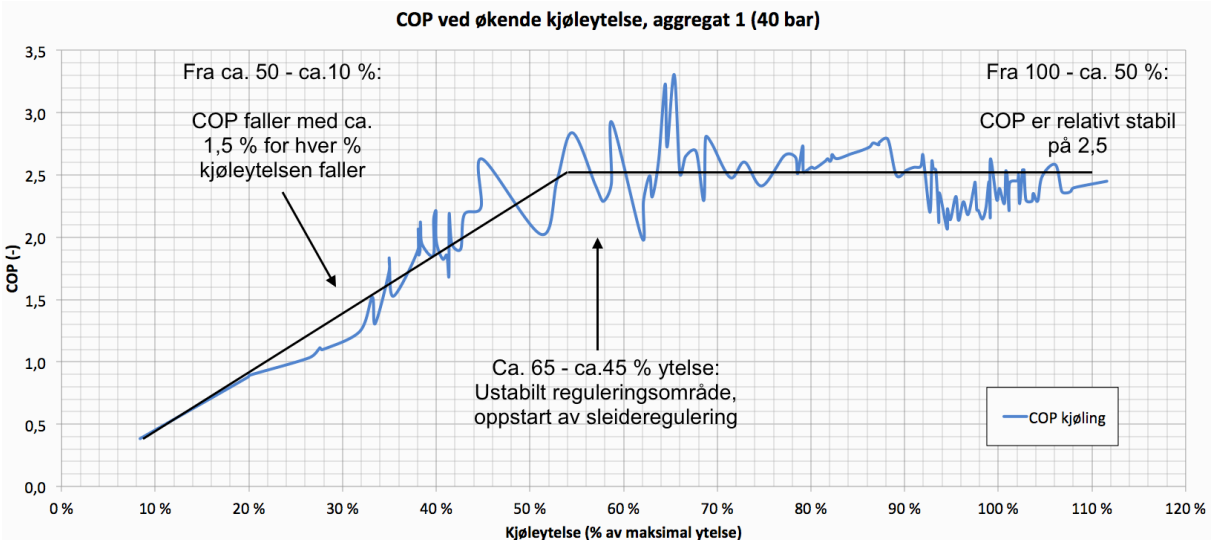


Figur 51: Fall i COP ved synkende kjøleytelse for Aggregat 1

Kraftig fall fra ca. 50 - 10 % ytelse grunnet bruk av sleideregulering, relativt konstant fra ca. 60 % og opp mot full ytelse. Merk også at kjøleytelsen overgår det som er oppgitt som nominell kjøleytelse for dette aggregatet (400 kW)

Figur 51 viser et svært forbilledlig forløp i COP mot kjøleytelse, med et karakteristisk dropp ved ca. 50 % kjøleytelse.

Det er utarbeidet figur med trendlinjer for $COP_{kjøling}$ for Aggregat 1 under sleidetest for nærmere studie av denne, og denne er vist i Figur 52.



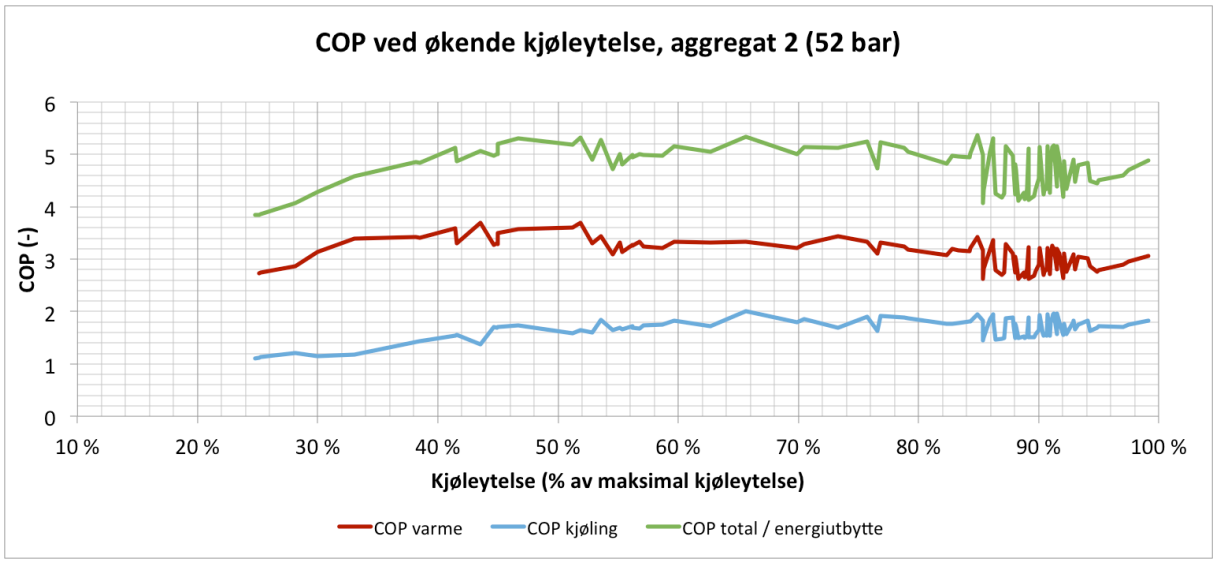
Figur 52: Trendlinjer for COP kjøling for Aggregat 1 under sleidetesten.

Det er som kommentert relativt konstant forløp fra høy ytelse og ned mot 50 - 60 % kjøleytelse. De svingningene en ser ved høye ytelser, som er relativt høyfrekvente men har lite utslag, kan skyldes at parametere er kommet i motfase grunnet treghet i MODBUS.

Det samme kan være grunnen til de store svingningene rundt 50-60 % ytelse, men dette kan også skyldes et reguleringsteknisk vanskelig område. Det er i dette området det er forventet at oppstart av sleidereguleringen inntreffer. Dersom en ser for seFrg at aggregatet ”svever” mellom oppstart av sleide, og minimalt turtall, kan dette forårsake at målingene rundt dette blir preget av varierende ytelse, og dermed varierende COP.

11.5.2.2 Aggregat 2

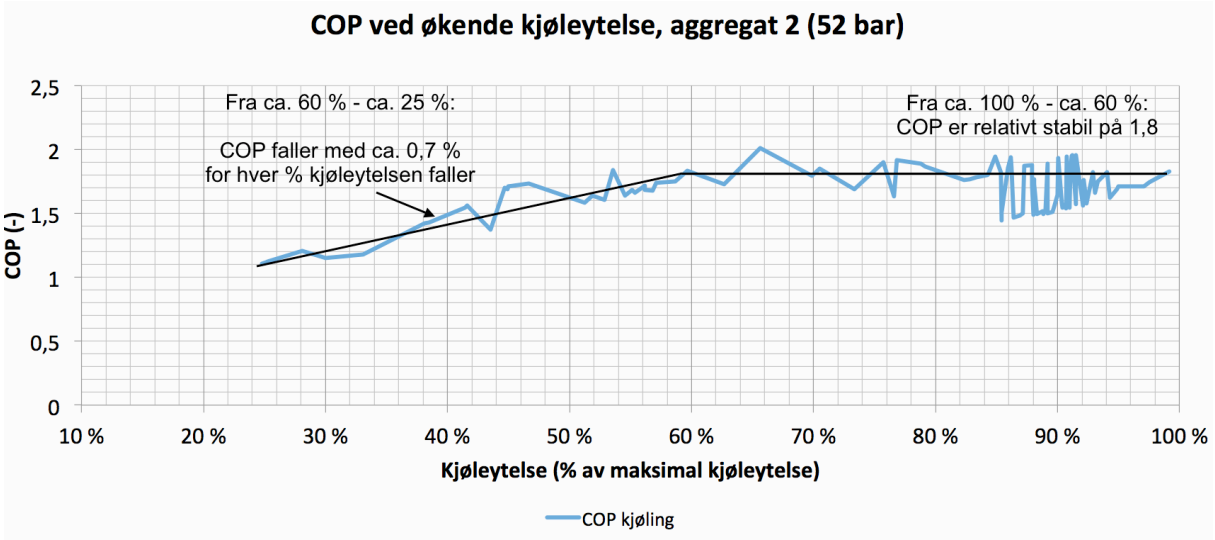
Variasjonen i COP ved endring i kjøleytelse for Aggregat 2 er presentert i Figur 53.



Figur 53: Fall i COP ved synkende kjøleytelse for Aggregat 2.

Tydelig fall i COP fra ca. 50 - 10 % ytelse grunnet bruk av sleideregulering, men et generelt mer stabilt forløp enn i Aggregat 1. Store variasjoner i COP ved høy ytelse, kan skyldes motfase i målinger grunnet treghet i MODBUS.

For å studere og kommentere ytterligere rundt trendene vist i Figur 53 ble det laget en ytterligere figur med fokus på COP ved kjøling, og denne er gitt under i Figur 54.



Figur 54: Trendlinjer for COP under sleidetesten.

Relativt stabilt forløp fra full ytelse og ned til ca. 60 %, hvor COP starter å falle med ca. 0,7 % per prosent nedgang i kjøleytelse.

Figur 53 og Figur 54 viser at fallet i COP også i Aggregat 2 er avhengig av hvilken kjøleytelse aggregatet leverer. Som nevnt i foregående delkapitler er det brukt sleideregulering fra 10-50 %, mens det fra 50-100 % reguleres ved å endre kompressormotorens turtall. Som litteraturen omtalt i foregående underkapitler forklarte, er sleideregulering forbundet med større tap enn turtallsregulering. Fra ca. 50 % ytelse og ned er for begge aggregatene langt større fall i COP enn fra 50 % og opp til full ytelse.

Det kan også ses at høytrykksaggregatet Aggregat 2 generelt ligger lavere i COP enn Aggregat 1. Spesielt på høy kjølelast ses en stor variasjon i målte COP-verdier for Aggregat 2. Variasjonene vises også i Aggregat 1's kurve, men variasjonen i utslagene er her mye mindre i tallstørrelse. Dette kan ha svært enkle forklaringer, som at treghet i MODBUS har ført til at målingene er i motfase, og at dette gir slike høyfrekvente svingninger, men kan også skyldes at Aggregat 2 er mer ustabilt når det tvinges til å kjøre på høye ytelser og at dette er årsaken til variasjonene vist i Figur 53.

Et annet bemerkelsesverdig resultat fra denne testen er forskjellen i kjøleytelse. Begge aggregater er oppgitt til å ha en maksimal kjøleytelse på 400 kW ved dimensjonerende forhold EN12900/DIN8976. De maksimale verdier for levert kjøleytelse under denne testen er svært forskjellige på de to aggregatene. Mens Aggregat 1 (40 bar) leverer opp mot hele 446 kW kjøling, er den maksimale kjøleytelse på Aggregat 2 (52 bar) 397 kW. Altså er kjøleytelsen vi maksimalt ser fra Aggregat 2 svært tett på maksimal kjøleeffekt, mens Aggregat 1 ligger altså nesten 50 kW over prosjektert maksimal kjøleytelse.

At Aggregat 1 ligger over prosjektert ytelse har imidlertid vist seg å være et gjennomgående tema, og dette ble blant annet observert i kapittel 9 om referansepunktsanalysen.

12 Analyse av anleggets varmevekslere

Da et av hovedmomentene ved denne oppgaven var å analysere anleggets varmevekslere på varm side og forsøke å redegjøre hvorvidt antallet varmevekslere var berettiget i forhold til ytelse levert kontra økt investeringskostnad er det viet et eget kapittel til dette tema. Det er ikke innhentet priser på hver enkelt varmeveksler for å foreta sammenligningen i forhold til investeringen, men heller valgt å studere de ulike varmevekslerne under ulike temperatur- og ytelsesforhold.

Valget om å utstyre anleggene med disse ekstra varmevekslerne innebærer imidlertid betydelige ekstrakostnader i forhold til et enkelt anlegg med kun kondensator. Det er derfor ønskelig å studere hvilket bidrag de gjør til det totale systemet.

Dette kapittelet omhandler derfor de ulike varmevekslerne, og det presenteres tekniske data fra hentet fra tilbudsgrunnlaget til anlegget. Det henvises derfor i stor grad til produsentdata fra GEA og andre produsenter i dette kapittelet.

Videre er det diskutert rundt plasseringen av de ulike varmevekslerne. Der det er ansett som hensiktsmessig i forhold til varmevekslerens funksjon blir det tatt opp momenter som er observert i drift som søker å bevise eller motbevise hvorvidt de utfyller sin prosjekterte plikt.

Kapittelet er lagt opp på følgende vis:

- Momenter som må vurderes i forhold til valg av type varmeveksler
    - Dette gjøres da det er totalt tre ulike typer varmevekslere på anlegget:
        - Platevarmeveksler (fordamper)
        - Plate-mantel varmeveksler (kondensator, underkjøler og oljekjøler)
        - Rørkjel-varmeveksler (overheter)
- Presentasjon av hver varmeveksler
    - Virkemåte i et generelt perspektiv
    - Plassering på dette anlegget og begrunnelse
    - Tekniske data på varmeveksleren
    - Bidrag fra varmeveksleren
- Oppsummering av teknisk dokumentasjon og sammenligning av temperaturnivå for hver varmeveksler oppgitt her

For ytterligere bilder av anlegget, vises det til Vedlegg Q hvor det finnes flere bilder av anlegget med utfyllende bildetekster om hvordan anlegget drives og reguleres.

12.1 Generelt om valg av type varmeveksler

Det ønskes å innledningsvis nevne kort omkring momenter som må vurderes ved valg av type varmeveksler.

Størrelse

For anlegg med ammoniakk er det ønskelig å redusere fyllingsgraden til et minimum for å begrense faren ved et eventuelt utslipp til et minimum. Å velge riktig varmvekslertype er her svært viktig. For å designe kjøle- og varmepumpeanlegg med behov for lav fyllingsgrad er det viktig å fokusere på kompakte deler med høy varmeoverføring.

En plate-mantel varmeveksler krever ca. 25% av arealet som kreves av en rørkjelfordamper. Dette er ikke bare gunstig i forhold til redusert fyllingsgrad, men også i forhold til anlegg som plasseres i små tekniske rom (som her). Det hadde vært en tilnærmet umulig oppgave å plassere anlegget i det smale rommet tilgjengelig dersom rør-kjel varmevekslere hadde vært benyttet.

Kompakte aggregater medfører også mindre miljøbelastning da de krever mindre materialer i produksjon. For varmevekslere som krever utstrakt bruk av metaller, som er energikrevende i produksjon og som har store miljøavtrykk, er det dermed gunstig å søke å redusere materialbruket maksimalt.

Godkjente og kontrollerte komponenter

I et ammoniakksystem er det ekstra viktig å påse at komponentene som velges er sertifisert i forhold til påkrevde standarder. For eksempel må varmevekslere, væskebeholdere/receivere og rørnett være testet etter PED-direktivet/trykkdirektivet. For større ammoniakk anlegg gjelder risikokategori II og III innen PED-direktivet.

Vedlikehold og drift

Det er viktig å prioritere varmevekslere som er driftssikre og som ikke krever store mengder vedlikehold. Dette vil gjerne bety at de ikke preges av begroingsproblematikk, som fører til ”fouling” og lavere varmeovergangstall.

Hvor fort en varmeveksler blir utsatt for dette preges både av varmevekslertype, strømningshastighet og turbulens på strømningen.

12.2 Fordamper

Figur 55: Bilde av fordamper på anlegget

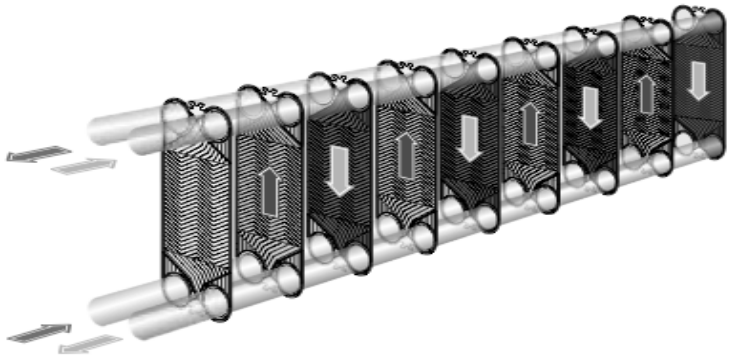
Fordamperen i aggregatene av typen par-sveiset platevarmeveksler i ramme.

Fordamperne er levert av GEA, og er av typen EcoFlex Laser Welded Cassettes 100 TH. Fordamperen er utført i syrefast og rustfritt stål. Designtrykket er på 16 bar og maksimalt trykkfall på vannsiden er oppgitt til å være 80 kPa.

En platevarmeveksler i ramme gir mulighet til å øke varmeoverføringsarealet etter behov ved å montere flere sett av par-sveisede plater. Dermed kan den maksimale kjøleytelsen til fordamperen økes dersom kjølebehovet skulle øke.

Bildet i figuren til venstre viser den isolerte fordamperen i rammekonstruksjonen. Det vises også de gulkledde stengene hvor ekstra plater kan tilknyttes. Øverst ses også selve rammen, den sølvfargede stangen som platene ”henger” på.

Det benyttes som nevnt par-sveisede plater, og ikke enkelt-plater med pakninger som er normen på de fleste anlegg med platevarmevekslere. Dette er grunnet ammoniakkens korrosive egenskaper som nevnt i avsnitt 7.5. I tradisjonelle og enkle platevarmevekslere benyttes pakninger mellom platene, men i par-sveisede platevarmevekslere benyttes bare pakninger på annenhver plate. Annenhver plate er helsveiset, og det er i det hulrommet ammoniakken strømmer. Dette gjøres da ammoniakken bryter ned tradisjonelle pakningsmaterialer. Platene er mønstret. Dette gjøres for å øke varmeoverføringsarealet uten å øke den ytre fysiske størrelsen på varmeveksleren. Strømningen gjennom platene er vist i Figur 56.



Figur 56: Strømningen i fordamperne.

Bilde hentet fra teknisk grunnlag på fordamperne

Fordampersystemet (som består av blant annet fordamper, væskeutskiller og nivåregulert ventil) arbeider i disse aggregatene etter resirkulasjonsprinsippet. Det vil si at ut av fordamperen vil det ikke komme ren gass, men derimot både væske og gass. Dette skjer fordi det sirkuleres en større mengde kuldemedium gjennom fordamperen enn det som faktisk fordamper. Hensikten bak dette er at varmeoverføringsevnene til væske er langt bedre enn til gass, og en resirkulasjonsfordamper har derfor en relativt høy k-verdi, sett imot for eksempel en tørrfordamper.

Sirkulert mengde gjennom fordamperen stilles av ekspansjonsventilen, som mottar sitt signal fra flottøren/nivåsensoren i væskeutskilleren. Flottøren fungerer ved at den ligger på overflaten av væsken i væskeutskilleren. Ettersom oppdriften som utøves på flottøren er proporsjonal med trykkforskjellen mellom overflaten og bunnen i væskeutskilleren, kan dermed væskehøyden bestemmes av oppdriftens størrelse. For å velge riktig forhold mellom resirkulert mengde og fordampet mengde arbeidsmedium, må trykktap gjennom fordamperen vurderes mot økt varmeovergang. Dette er et valg gjort av produsent.

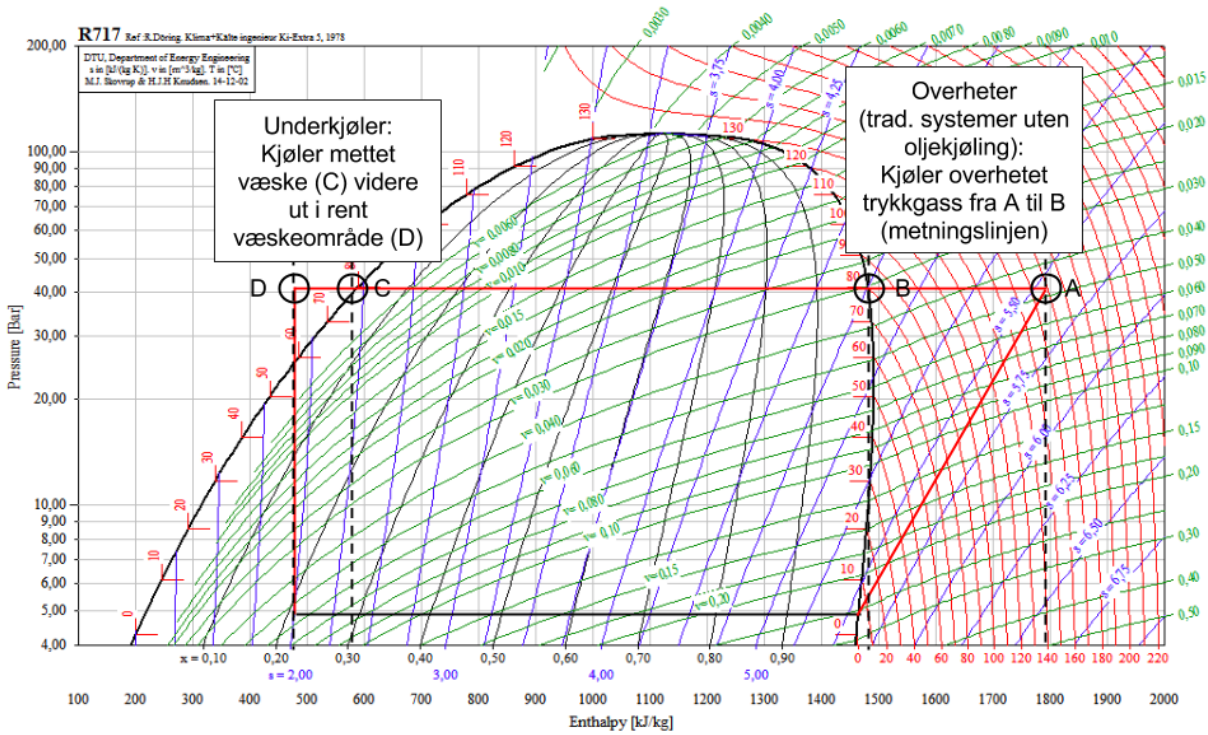
Som alle varmevekslere er det viktig å forhindre tilsmussing og sikre regelmessig renhold for å opprettholde høy U-verdi og varmeovergang. Tilsmussede varmevekslere fører til lavere fordampningstemperatur, T_f som igjen senker COP. Ettersom isvann benyttes, og dette antas å være rent, antas tilsmussing av fordamperen ikke å utgjøre et problem.

Som bildet i Figur 55viser har fordamperne blitt isolert. Opprinnelig var ikke endeplatene isolert. Etter oppstart av anlegget så en at det dannet seg kondens på endeplatene under normal drift av anlegget. Ved å benytte isolasjon rundt fordamperen motvirkes dette problemet på en enkel og tilfredsstillende måte.

12.3 Underkjøler

12.3.1 Arbeidsprinsipp

En underkjøler kjøler arbeidsmediet fra mettet væske og videre ut i rent væskeområde. Dette gir økt fordamperytelse og økt entalpiforskjell over varm side totalt. Underkjøler er en enkel metode å øke ytelsen uten å øke arbeidet tilført til prosessen. Arbeidsprinsippet for en underkjøler er vist i Figur 57.



Figur 57: Det tradisjonelle arbeidsområdet for en underkjøler og en overheter

Underkjøleren kjøler mettet væske (C) videre ut i rent væskeområde (D) til ønsket underkjøling er oppnådd, mens en overheter kjøler overhetet gass direkte ut av kompressorutløpet videre ned til metningslinjen ved kondenseringstrykk.

En underkjøler kan være et godt tiltak for å øke kjøleytelsen til et anlegg uten å øke kompressorarbeidet. Dette gjøres ved at varmeveksleren underkjøler væsken forbi metningslinjen på høytrykkssiden, slik at gassen går over i ren væske og underkjøles et ønsket antall grader.

Ved design av et system som skal benytte underkjøler er det viktig å huske på at den ekstra varmen som skal avgis i underkjøleren medfører at ekstra varme må hentes i fordamper. Underkjølingen fører til et bredere $\Delta h_{\text{fordamper}}$–område, og varmevekslerarealet i fordamper må derfor økes tilsvarende for å holde temperaturforskjellen (LMTD) lik.

Varmemengden som kan hentes i denne typen installasjon er avhengig av hvor mye væsken underkjøles, samt kuldeanleggets temperaturløft. Denne varmemengden er gjerne i størrelsesorden 5-8 % av total kuldeytelse til anlegget (Stene, 1993). For hver grad væsken underkjøles kan en forvente at avgitt varme fra anlegget kan øke ca. 1 % (Zijdemans et al., 2014).

For ammoniakkanlegg er imidlertid vinningen på denne investeringen forventet å være mindre, grunnet R717s naturlig lave $C_{p,\ væske}$ verdi.

12.3.2 Underkjøler på dette anlegget

På anlegget som er studert i denne oppgaven er det kun installert underkjøler på Aggregat 2. Bilde av underkjøleren er vist i Figur 58.

Figur 58: Bilde av underkjøleren på anlegget

Underkjøleren er en plate-mantel varmeveksler fra Vahterus-Oy. Vannet som er forvarmet i Aggregat 1 kommer inn på oversiden av varmeveksleren, og forlater ut på undersiden. Ammoniakk kommer inn på kortsiden av komponenten, i motsatt ende enn vist på dette bildet

Som Figur 58 viser er underkjøleren en plate-mantel varmeveksler, produsert av finske Vahterus Oy. I denne varmeveksleren strømmer vannet inn røret på midt på toppen av varmeveksleren, og videre ut midt under underkjøleren.

Tekniske data for underkjøleren er angitt i Tabell 15. For mer utfyllende informasjon henvises det til prosjektoppgaven (Risnes, 2014).

Tabell 15: Tekniske data for underkjøleren i Aggregat 2

Underkjøler		Enhet
Type	Plate-mantel	-
Produsent	Vahterus-Oy	-
Modellnavn	3LL-204/1/1	-
Ytelse	19	kW
Designtrykk	52	Bar
Volum plateside (R717)	16,3	Liter
Volum mantelside (vann)	25,8	Liter
Antall plater/areal per plate/totalt areal	204 / 0,076 / 15,5	Antall / m^2 / m^2
Driftstemperaturer plateside (R717)	81/75	°C
Driftstemperaturer mantelside (vann)	72/72,2	°C
U-verdi, beregnet ved oppgitt LMTD	235	W/m^2K

12.4 Kondensator

Kondensatorene på anlegget er av typen plate-mantel og er produsert av finske Vahterus-Oy. Et bilde av kondensatoren i Aggregat 1 er vist Figur 59.

Figur 59: Bilde av kondensatoren i Aggregat 1.

Aggregat 2s kondensator er tilsvarende, men noe større. Kondensatorene er svært kompakte varmevekslere av typen plate-mantel, og er produsert av Vahterus-Oy.

12.4.1 Arbeidsprinsipp

En kondensator er varmeveksleren som er ”hjertet” av varmevekslerrekken, grunnet den naturlig store entalpiforskjellen ved kondensering (altså bredden på to-faseområdet).

Det er derfor her den største energimengden tradisjonelt er å hente, og heller ikke på dette anlegget er det unntak for denne regelen, riktignok ved de fleste temperaturforhold.

12.4.2 Plassering

Kondensatorene er plassert ulikt i de to aggregatene, som vist i Figur 3. I Aggregat 1 er den plassert først i rekken på vannsiden, mens på Aggregat 2 er den plassert som tredje varmeveksler i rekken. Dette oppgir produsent at gir en optimal temperaturtilpasning mellom temperatur på kuldemedium og vann.

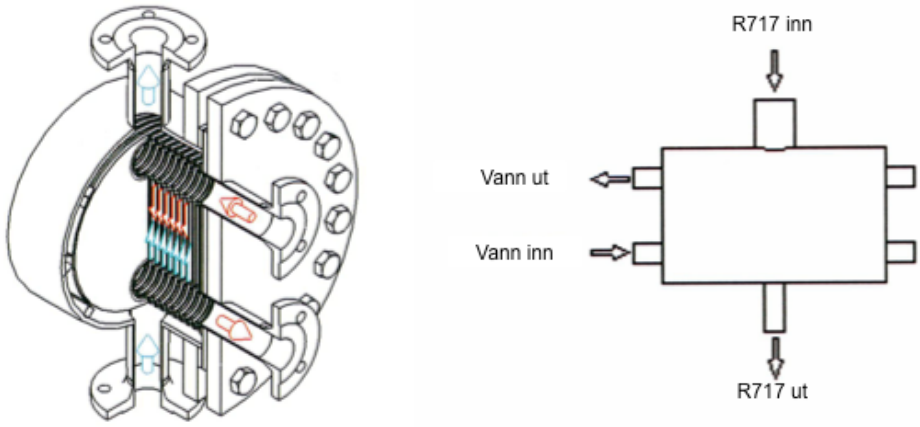
I Aggregat 1 er den plassert først, mens den i Aggregat 2 er plassert som nummer 3 i rekken. Dette skyldes at det skal gi optimal temperaturtilpasning, og gi best mulige arbeidsforhold for aggregatet som helhet. Dette tyder på at kondenseringen i Aggregat 2 skal skje på et høyere temperaturnivå enn i Aggregat 1 relativt til prosessens oppbygning.

Det er som kjent gunstig å senke kondenseringstemperaturen så mye som mulig, da dette gir en høyere COP (3-4 % per grad) grunnet et lavere trykkløft. På bakgrunn av dette kunne det virke lite hensiktsmessig å plassere kondensatoren lengre ut i varmevekslerrekken enn den vanlige plasseringen (etter en eventuell underkjøler, men generelt først i rekken av varmevekslere på varm side), da dette ville kreve en høyere kondenseringstemperatur. I Aggregat 2 er den altså likevel plassert som nummer 3 i rekken. Dette må antas å skyldes at en forventet høyere utnyttelse av varmen i oljekjøleren ved å plassere denne først.

12.4.3 Virkemåte

Gjennom overheteren blir restenergien i den overhetede gassen som ikke ble tatt opp i oljen i kompresjonen avgitt til vannet. Når den overhetede gassen deretter når metningslinjen blir gassen videreført til kondensatoren, hvor den gjennom to-faseområdet synker i dampkvalitet og entalpiinnhold ved å avgi energi til vannet. Kondensering skjer ved tilnærmet konstant trykk og temperatur.

I plate-mantel kondensatorene er strømningen som vist i Figur 60.



Figur 60: Strømningsretning i kondensatorene.

Til høyre ses strømningen gjennom platene, annenhver med ammoniakk og vann.

12.4.4 Tekniske data

De tekniske data for kondensatorene er gitt i Tabell 16.

Tabell 16: Tekniske data for kondensatorene, fra den tekniske dokumentasjonen levert av produsent

Kondensator	**Aggregat 1**	**Aggregat 2**
Type	Plate-mantel	
Produsent	Vahterus-Oy	
Modellnavn	5HH-205/1/1	5HH-246/1/1
Ytelse	409 kW	490 kW
Designtrykk	40 bar	52 bar
Volum plateside (vann)	58,5 liter	70,5 liter
Volum mantelside (R717)	96,1 liter	115,9 liter
Antall plater/areal per plate/totalt areal	204 / 0,26 m^2 / 52 m^2	246/0,26 m^2/62,96 m^2
Driftstemperaturer plateside (vann)	65,1/69,7°C	73,8/79,5 °C
Driftstemperaturer mantelside (R717)	74,8/71,5 °C	81/83 °C
U-verdi, beregnet ved oppgitt LMTD	1374 W/m^2K	1833,4 W/m^2K

Av tabellen kan det legges merke til at kondensatorene er dimensjonert for store temperaturøkninger på vannet, henholdsvis 4,6 °C i Aggregat 1 og 5,7 °C i Aggregat 2. Sett opp i mot de andre temperaturøkningene er dette svært høyt.

Det kan også bemerkes at i Aggregat 2, hvis utgående vann skal ha en maksimaltemperatur på 80 °C, så er kondensatoren dimensjonert for å løfte temperaturen helt til 79,5 °C. Det betyr at det i dimensjoneringen kun er lagt til grunn en 0,5 °C økning i overheteren, som er siste varmeveksler i rekken i dette aggregatet.

12.5 Oljekjøler og oljeretursystemet

Det er gjennom tallmaterialet vist i tidligere kapitler allerede etablert at oljekjølerne og oljeretursystemet spiller en essensiell rolle i dette anlegget. Oljeretursysemet består av oljeutskiller, oljekjøler, oljepumpe, samt flere reguleringsventiler, nivåsensorer, trykk- og temperaturfølere for å regulere de ulike ventilene.

12.5.1 Arbeidsprinsipp

I en skruekompressor spiller oljen, og tilstrekkelig oljeretur, en helt essensiell rolle. Den skal, i tillegg til å smøre mellom hunn- og hannrotor for å minimere friksjonstap, tette mellomrommet mellom de to rotorene (hvis twin-skrue) eller rotoren og kompressorskallet (hvis mono-skrue).

Ettersom oljemengdene i en skruekompressor på grunn av dette er større enn i de fleste andre kompressortyper (av fortrengingstypen, som stempelkompressor eller scrollkompressor) gir den også anledning til å brukes til å oppta store mengder varme fra trykkgassen.

Dette gjør at trykkgasstemperaturen kan senkes, ved å avgi varme til oljen, noe som er svært fordelaktig i ammoniakksystemer. Høye trykkgasstemperaturer er for ammoniakk et faremoment som må håndteres og adresseres for at anlegget skal bli vellykket, men som kan være en ressurs ved dette arbeidsmediet ved smart anleggsdesign. Dersom en ikke håndterer det med tilstrekkelige tiltak for å senke trykkgasstemperaturen risikerer en spalting av arbeidsmediet, koksing av oljen og at pakninger ødelegges pga. den høye temperaturen. Det er vanlig å ønske at trykkgasstemperaturen i ammoniakksystemer begrenses til under 130 °C for å unngå dette (Stene, 2001).

Gode oljesmørings og –retursystemer er altså en fullverdig god løsning på dette. Varmen som opptas i oljen må deretter avgis effektivt for at oljen skal kunne gjenbrukes i kompressoren. Dette gjøres i en oljekjøler. Sirkulasjonen av oljen gjøres med en oljepumpe.

12.5.2 Tekniske data

Tekniske data for oljekjøleren på dette anlegget er gitt i Tabell 17. Bemerk den svært lave U-verdien som skyldes særdeles høye LMTD-verdier grunnet den store temperaturforskjellen på vannet og den svært varme oljen.

Tabell 17: Tekniske data for oljekjølerne, oljeutskiller og oljepumpe, fra den tekniske dokumentasjonen levert av produsent

Oljeretursystemet	**Aggregat 1**	**Aggregat 2**
Oljekjøler		
Type	Plate-mantel	
Produsent	Vahterus-Oy	
Modellnavn	4HH-300/3/1	5HH-228/3/1
Ytelse	143 kW	145 kW
Volum plate-side (olje)	53,5 liter	65,3 liter
Volum mantelside (vann)	73,8 liter	75,3 liter
Antall plater / areal per plate / totalt varmeoverføringsareal	300 / 0,15 m^2/ 45 m^2	228 / 0,26 m^2/ 59,3 m^2
Driftstemperatur plate-side (olje)	105 / 75 °C	105 / 80 °C
Driftstemperatur mantelside (vann)	70 / 71,7 °C	78 / 79,6 °C
U-verdi (basert på oppgitt LMTD)	0,213 W/m^2K	0,266 W/m^2K
Oljeutskiller		
Trykklasse	40 bar	52 bar
Volum	305 liter	305 liter
Type	Vertikal	Vertikal
Oljepumpe		
Effekt	1,5 kW	1,5 kW
Turtall	1420 RPM	1420 RPM
Sirkulert mengde	85 liter/min	85 liter/min

12.5.3 Plassering

Som det ble diskutert i avsnittet om kondensatorplassering (12.4.2) er oljekjøleren plassert før kondensator i Aggregat 2.

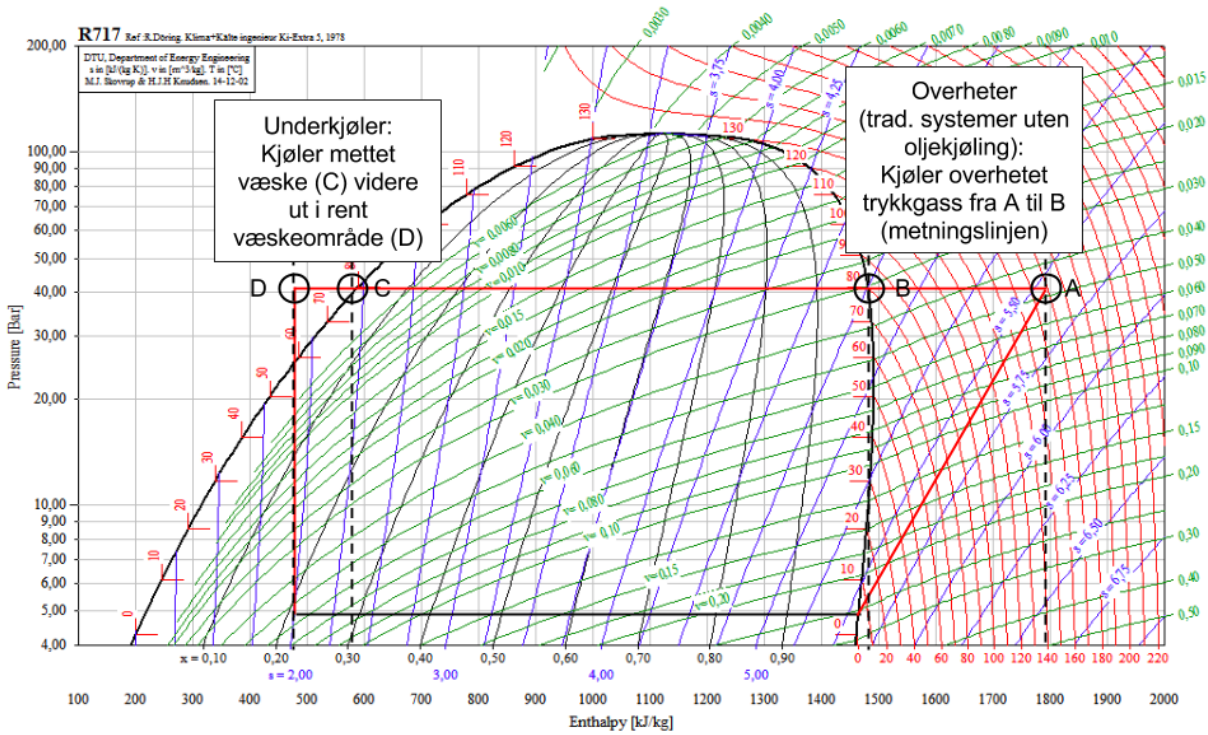
Dette ble antatt å skyldes temperaturnivåene på oljen, som måtte plasseres før kondensator for å utnytte temperaturen på oljen maksimalt. Denne hypotesen blir nå testet, da oljekjølerne er oppgitt til å være dimensjonert for et temperaturnivå som ligger over det til kondensatorene (jamført de tekniske data for kondensatorene i Tabell 16).

Med andre ord skulle den kunne vært plassert etter kondensatoren i Aggregat 2, og fortsatt avgitt sitt mulige bidrag.

12.6 Overheter

12.6.1 Arbeidsprinsipp

En overheter[2] installeres for å hente ut varme ved høyest mulig temperaturnivå. Dette gjør den ved være plassert like etter kompressoren og før kondensatoren, hvor den henter varme fra trykkgassen ved sin høyest mulige temperatur direkte etter kompressorutløpet. Det prinsipielle arbeidsområdet for en overheter er vist i Figur 61.



Figur 61: Overheter og underkjølers tradisjonelle arbeidsområde

Overheterens tradisjonelle arbeidsområde er å kjøle ned den overhetede trykkgassen fra punkt a (overhetet gass, utløp av kompressor) til punkt b (metningslinjen ved aktuelt kondenseringstrykk, innløp kondensator).

Dette kan bidra til å senke kondenseringstemperaturen på grunn av en forbedret temperaturtilpasning og utnyttelse av overhetet trykkgass. Overheteren gjør det med andre ord mulig å ha en høyere utgående vanntemperatur enn kondenseringstemperaturen. Dette kan bidra til at kompressoren kan arbeide mot et lavere kondenseringstrykk grunnet senket kondenseringstemperatur, som vil gi et lavere trykkløft (π) og høyere COP.

Ettersom overheteren arbeider ved et svært høyt temperaturområde gjør den det mulig å utnytte varmepumpesystemet til anvendelser med høye temperaturkrav, som for eksempel oppvarming av varmt tappevann. Et vanlig system i denne sammenheng vil være forvarming

[2] Også kjent som *hetgassvarmeveksler* eller *overhetningsvarmeveksler*

av tappevann i underkjøler, og ettervarming i overheter. Ved å dele temperaturnivået oppnås en mer optimal temperaturtilpasning, og total energi hentet ut blir dermed maksimert.

Prinsippet om temperaturtilpasning ved å dele i flere nivå, er det samme som er utnyttet på anlegget som er studert i denne oppgaven. Temperaturnivået er delt i underkjøler, oljekjøler, kondensator og overheter, i et ønske om å oppnå optimal tilpasning mellom vanntemperatur og ammoniakktemperatur i aktuell varmeveksler.

Overhetningsvarmen kan typisk utgjøre 15-20% av aggregatets kondensatorytelse, men eksakt andel avhenger av hvor overhetet gassen er ut av kompressoren, hvilket arbeidsmedium som er valgt og dets tetthet og C_p-verdi, samt trykkforholdet (π) og isentropisk virkningsgrad (η_{is}, se avsnitt 9.2.2) til kompressoren. (Zijdemans et al., 2012, Zijdemans et al., 2014) .

12.6.2 Overheterne på dette anlegget

Det er installert overheter på begge aggregatene, og disse er identiske. Disse er plassert sist i rekken av varmevekslere, og foretar derfor det siste temperaturløftet av vannet gjennom aggregatene. Dette er den mest hensiktsmessige plasseringen for maksimal varmeutnyttelse og maksimal utløpstemperatur (Incropera et al., 2006).

De tekniske data oppgitt for overheterne i prosjekteringsgrunnlaget er ikke like fyldig som for de andre varmevekslerne på varm side. Dette grunnet at de er av en annen produsent, som ikke leverer samme type tekniske dokumentasjon som de andre leverandørene på anlegget.

Det som er gitt av tekniske data er presentert i Tabell 18.

Tabell 18: Tekniske data for overhetningsvarmevekslerne, hentet fra den tekniske dokumentasjonen gitt av produsent

Overhetningsvarmeveksler	**Aggregat 1 og 2**
Type	Rørkjel
Produsent	HS-Cooler
Produktnavn	K20-FEN-412 L700
Designtrykk rørside (vann)	25 bar
Designtrykk skallside (R717)	52 bar
Volum rørside (vann)	9,8 liter
Volum skallside (R717)	15,2 liter

Som Tabell 18 viser er det dessverre ikke angitt hvor mye varmeeffekt overheterne er designet for å levere, og heller ikke hvilke temperaturforhold de er dimensjonert for.

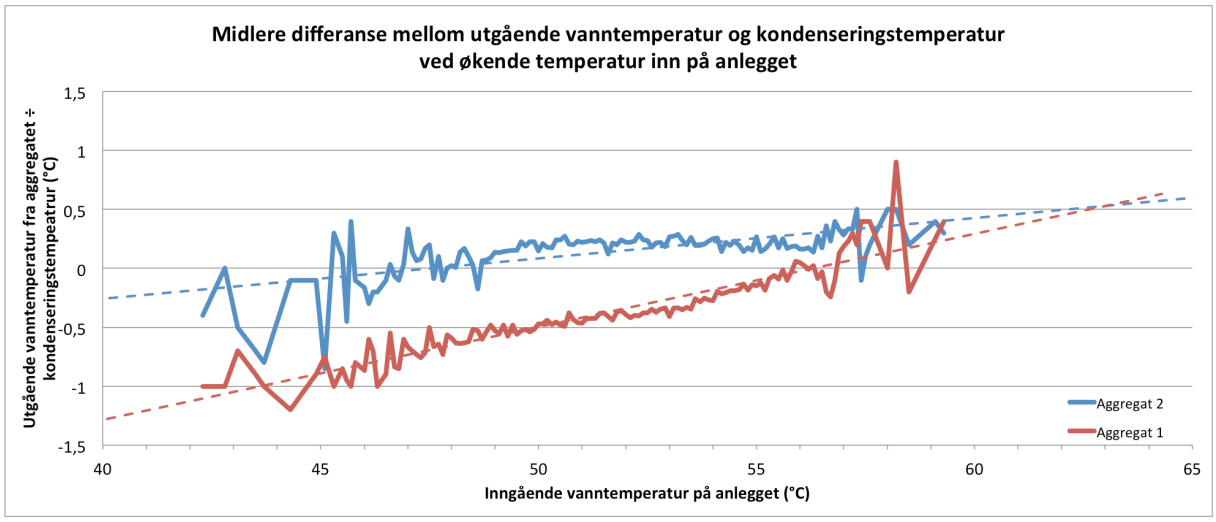
Det er imidlertid angitt noe data for størrelsene på varmevekslerne, og det er her store forskjeller fra de andre varmevekslerne i aggregatene. Med sine 9,8 liter på vannsiden, er overheterne kun i størrelsesorden $^1/_7$ til $^1/_5$ i vannvolum i forhold til kondensatorene og oljekjølerne. Også underkjøleren har større vannvolum, med sine 25,8 liter, og er altså 2,6 ganger så stor. Dette tyder på noen ulike aspekter

- Overheterne er antakeligvis designet for små temperaturforskjeller
- Den overhetede gassen er forventet å holde et svært høyt temperaturnivå

12.6.3 Senket kondenseringstemperatur

Som nevnt kan det å utnytte den høye temperaturen i trykkgassen føre til en senket kondenseringstemperatur. Det var derfor ønskelig å studere hvordan utgående vanntemperatur oppførte seg i forhold til kondenseringstemperatur.

Med bakgrunn i data fra langtidsloggingen mellom 26.02.15 og 05.05.15 ble det sortert for utgående og inngående vanntemperaturer og kondenseringstemperaturer. Deretter ble ulike grafiske fremstillinger bearbeidet.



Figur 62: Differanse mellom utgående vanntemperatur og kondenseringstemperatur i de to aggregatene.

Merk at det først er ved temperaturer for inngående vann over 55 °C at det ser ut til å være lavere kondenseringstemperatur enn utgående vann i Aggregat 2. Dette er ulikt i Aggregat 1, hvor 0-linjen krysses ved 48 °C

I Figur 62 er forskjellen (Δ) på kondenseringstemperatur og utgående vanntemperatur fra aggregatene presentert. For Aggregat 1 er det kun ved de høyeste temperaturnivåene at linjen krysser 0-aksen, og utgående vanntemperatur altså overgår kondenseringstemperaturen i aggregatet fra 56 °C inngående vanntemperatur. For Aggregat 2 krysses denne linjen tidligere, ved 48 °C inngående vanntemperatur.

Dette kan støttes av trendene i Figur 74 og Figur 73 hvor overheterne og oljekjølernes ytelse økte med temperaturnivå, og bidro med økende varmeytelse. Det stemmer også overens med resultatet i Vedlegg O (mer spesifikt i Figur 89 og Figur 90) hvor det er presentert hvordan bidraget fra hver varmeveksler i kW endres med inngående vanntemperatur. Der er det vist at bidraget fra oljekjøler i Aggregat 2 økte raskt med økende inngående vanntemperatur, og at den ved de høyeste temperatur ga et bidrag som overgikk kondensatorytelsen.

Fra et rent termodynamisk perspektiv, som ble studert i trykk-entalpi diagrammene i Figur 21 og Figur 23, er det heller ikke urimelig å anta dette. Når oljen i kompressoren opptar så store mengder av kompressorarbeidet (70-80 %) og varmen som den tilsynelatende gjør, som bidrar til de svært lave trykkgasstemperaturene som er målt på anlegget, vil det være mindre energimengder å hente fra trykkgassen.

På grunn av det noe tynne dokumentasjonsgrunnlaget på overheterne er det vanskelig å si noe om hvorvidt de produserer sin prosjekterte ytelse. Av de få parameterne som er oppgitt for overheterne, vist i Tabell 13, er det lite informasjon både om hvordan overheteren reguleres og hvilken ytelse den skal levere.

Overheterytelsen kompliseres ytterligere i beregningene for Aggregat 1, hvor det er målt svært lave ytelser, som antas å skyldes følerfeil. Feilkilder og følerfeil er beregnet og diskutert i kapittel 17.

Det man med sikkerhet kan si er at datagrunnlaget som er tilgjengelig tyder på at overheterne ikke yter de sedvanlige 15-25 % av kondensatorvarmen, som gjerne benyttes som tommelfingerregel i anleggsdesign. Dette skyldes at oljen kjøler ned trykkgassen svært godt, slik at entalpiforskjellen over overheterens arbeidsområde blir svært smalt (som vist i log p/h-diagrammene i Figur 21 og Figur 23). Det er dermed ikke mulig for overheteren å yte en så høy prosentandel av kondensatorvarmen, ettersom en stor del av det energispennet som tradisjonelt utnyttes i overheter heller er hentet ut i oljen.

12.7 Oppsummering av teknisk dokumentasjon på varmevekslerne

For å oppsummere er de oppgitte temperaturforskjellene over varmevekslerne prosjektert til å være som vist i Tabell 19.

Tabell 19: Oppsummering av de prosjekterte temperaturnivåene i de ulike varmevekslerne

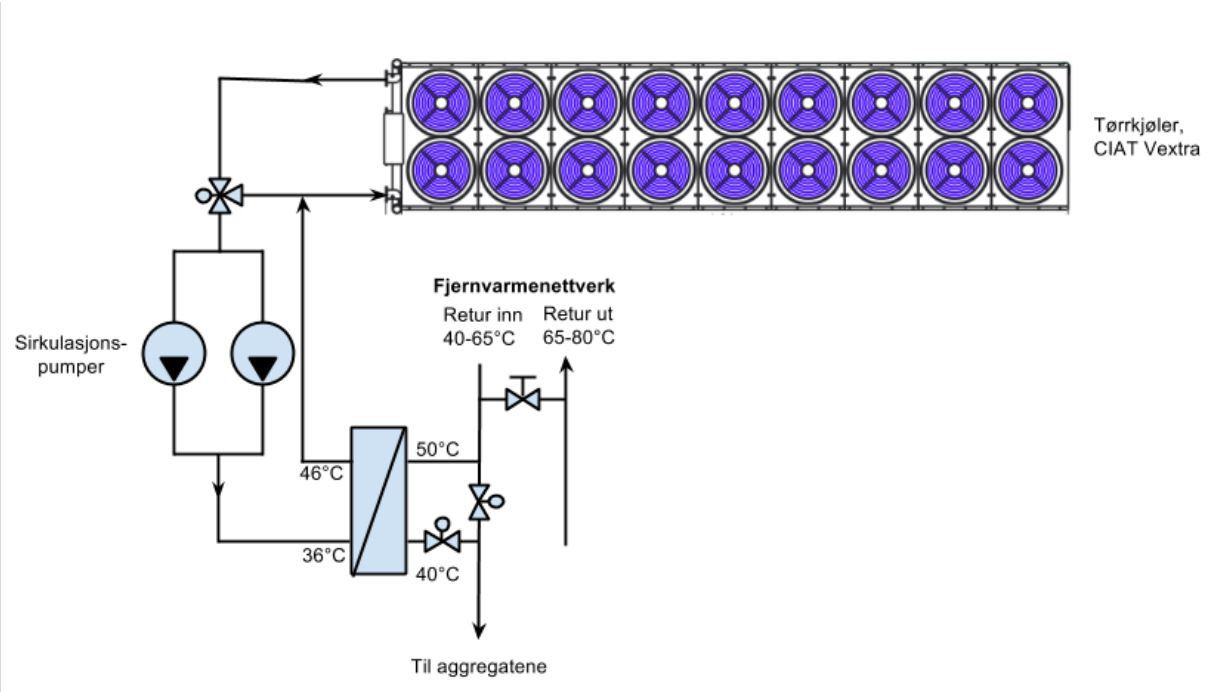
	Komponent	ΔT på R717 eller oljesiden	ΔT på vannsiden
Aggregat 1	Kondensator	74,8/71,5 °C	65,1/69,7°C
	Oljekjøler	105 / 75 °C	70 / 71,7 °C
	Overheter[5]	--	71,7 / 72,0 °C
Aggregat 2	Underkjøler	81/75 °C	72,0/72,2 °C
	Oljekjøler	105 / 80 °C	78 / 79,6 °C
	Kondensator	83/81 °C	73,8/79,5 °C
	Overheter[3]	--	79,5/80,0 °C

Det er altså avvik mellom hva som burde være utgående vanntemperatur i en varmeveksler og inngående i den neste. Dette gjelder spesielt for systemet i Aggregat 2, hvor oljekjøleren står som nummer to i rekken og skal ta temperaturløftet etter underkjøleren. I dimensjoneringspunktet skal altså vannet holde kun 72,2 grader ut av underkjøleren, mens oljen skal kjøles fra 105 til 80 °C. Dette gir et svært stort temperatursprik mellom de prosjekterte verdiene på hver side i varmeveksleren. Dette kan ikke sies å være termodynamisk optimalt, da det gir lav samsvarighet mellom de to sidene og potensielt lav utnyttelse av tilgjengelig energi. Det er imidlertid vist svært høye ytelser i oljekjøler gjennom målinger, så dette virker ikke til å være et problem på dette anlegget.

[3] Overhetertemperaturer på vannside anslått på basis av ønsket utgående temperatur fra aggregatet og prosjektert utgående temperatur fra varmeveksleren før overheter (henholdsvis kondensator og oljekjøler i Aggregat 1 og 2)

12.8 Tørrkjølerkrets

For å kunne avgi kondensatorvarme i driftssituasjoner hvor det ikke er behov for all varmen produsert på anlegget er det tilkoblet en tørrkjølerkrets til anlegget. Spesielt gjelder dette drift om sommer, vår og høst, da det ved disse tider gjerne er et lavere varmebehov enn avgitt varmeeffekt på varm side av anlegget. Tørrkjølerkretsen er tilkoblet på inngående vann, altså på returvannet i internt fjernvarmenett, og sikrer dermed at inngående vanntemperatur til anlegget ikke overstiger maksimumssettpunktet på 65 °C. Vannet forkjøles før det entrer anlegget.



Figur 63: Tørrkjølerens innkobling i varm side av aggregatene og tørrkjølerkretsens utforming.

Graden av forkjøling av inngående vann på varm side av anlegget bestemmes av reguleringsventilen ved plateveksleren, som bestemmer graden av bypass forbi veksleren. Tørrkjøleren er beregnet kun for bruk dersom varmebehovet er lavere enn varmeproduksjonen på anlegget, altså under drift på vår, sommer og høst.

Tørrkjøleren er plassert på taket av Byggteknisk 1, og er av typen CIAT Vextra. De tekniske data for tørrkjøleren er gitt i Tabell 20.

Tabell 20: Tekniske data for tørrkjøleren CIAT Vextra 1180

Tørrkjøler		**Enhet**
Produktnavn	CIAT Vextra 1180 520	-
Type	V-formet luftkjølt varmeveksler	-
Kjøleeffekt	1300	kW
Strøm- og spenningsforsyning	3 fase, 400 V (±10 %), 50 Hz (±2%)	-
Kapslingsgrad	IP54	-
Varmebærende medium	30 % MEG (monoetylenglykol)	-
Inn-/utløpstemperatur	46/36	°C
Trykkfall, væskeside	50,6	kPa
Lydstyrke	55	dB(A)
Dimensjoner	2330 x 10450 x2480	mm
Tomvekt	4900	kg

Varmeveksleren som utgjør tørrkjøleren er utført i kobberrør med finner av aluminium. Finner brukes for øke varmeoverføringsarealet uten å øke plassbehovet (Incropera et al., 2006). Luften drives opp langs de finnede rørene ved bruk av såkalte ”Low Noise”-vifter. Dette ble valgt da tørrkjøleren står plassert like utenfor vinduer, som bildet i Figur 101 viser, og det ønskes derfor at sjenerende viftestøy holdes til et minimum. Viftene er delt i ulike viftegrupper som kan kjøres på ulike hastigheter og de ulike viftegruppene styres ved bruk av frekvensstyring etter behov.

Som de tekniske data viser er tørrkjøleren tung, da den veier 4,9 tonn. Det ble derfor gjort ekstra beregninger for å forsikre at plasseringen av tørrkjøleren ble gjort forsvarlig, og at takets bæreevne var tilstrekkelig for å holde tørrkjølerens vekt.

13 Stresstest: ”Varme-test”

Det ble den 24. April 2015 foretatt en test av anleggets varme- og kjøleytelser og effektfaktorer ved høye temperaturer. Det er i dette avsnittet gjengitt de viktigste resultatene fra testen, og spesielt fokusert på endring i kjøleytelse og COP ved endrede temperaturforhold.

13.1 Motivasjon

Loggingen av anleggets ytelse ble igangsatt senere enn opprinnelig ønsket og planlagt. Dette skyltes at det i prosjektoppgaven (Risnes, 2014) ble avdekket at temperaturfølerne hadde for lav følsomhet, for store mulige avvik, og var av for lav nøyaktighetsgrad. Det ble da konkludert med at disse burde byttes for å kunne undersøke de små temperaturfall som finnes over enkelte av varmevekslerne. Nye følere ble bestilt, men grunnet lang leveringstid fra leverandør i Tyskland ble ikke disse montert før i februar.

Loggingen ble igangsatt fra og med 26. Februar, men siste føler ble ikke montert før 19.mars. Både grunnet den sene oppstarten og den relativt milde vinteren var det lite datagrunnlag for anleggets ytelse ved høye temperaturer inn på varm side. Maksimal temperatur inn på varm side ble anslått i prosjektering til å være 65 grader, og anlegget ble dimensjonert for dette.

En annen sterk motivasjonskilde for testen var at NTNU Drift hadde opplevd varierende og lite tilfredsstillende kjøleleveranse ved høye temperaturer inn på varm side. Det ble spekulert i hvorvidt anlegget kunne levere ønskede ytelser også ved høye temperaturer, slik anlegget er dimensjonert for, eller hvorvidt høye temperaturer førte til en synkende kjøleytelse utover hva som var forventet.

13.2 Utførelse

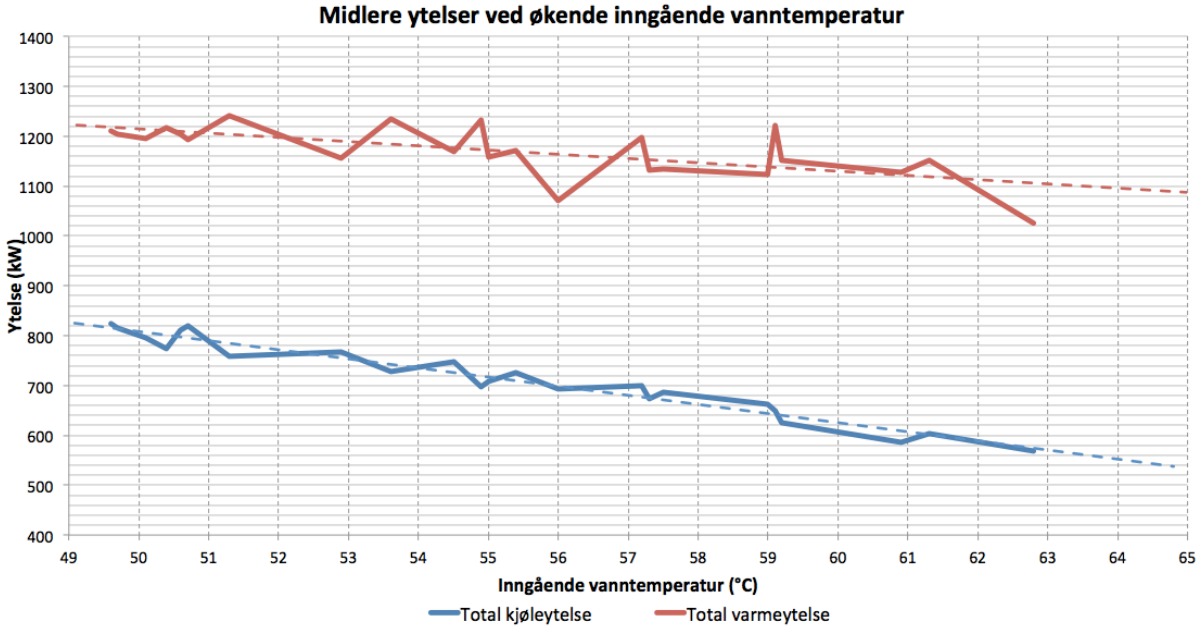
Ved å shunte over fra returledning (som fôrer anleggets varme side i vanlig drift) til turledning, opplevde anlegget en langt høyere inngående vanntemperatur enn vanlig på dette tidspunktet. Omshuntingen førte til en inngående vanntemperatur på 63 °C, og lå med andre ord tett opp mot maksimale temperaturer.

Vanntemperaturen inn på varm side av anlegget ble deretter gradvis senket ved å avgi økende varmemengde til varmeveksler i tørrkjølerkrets.

13.3 Resultater

13.3.1 Varme- og kjøleytelser

De midlede varme- og kjøleytelsene observert fra anlegget under varme-testen og sortert per endring i inngående vanntemperatur på anlegget er vist i Figur 64.

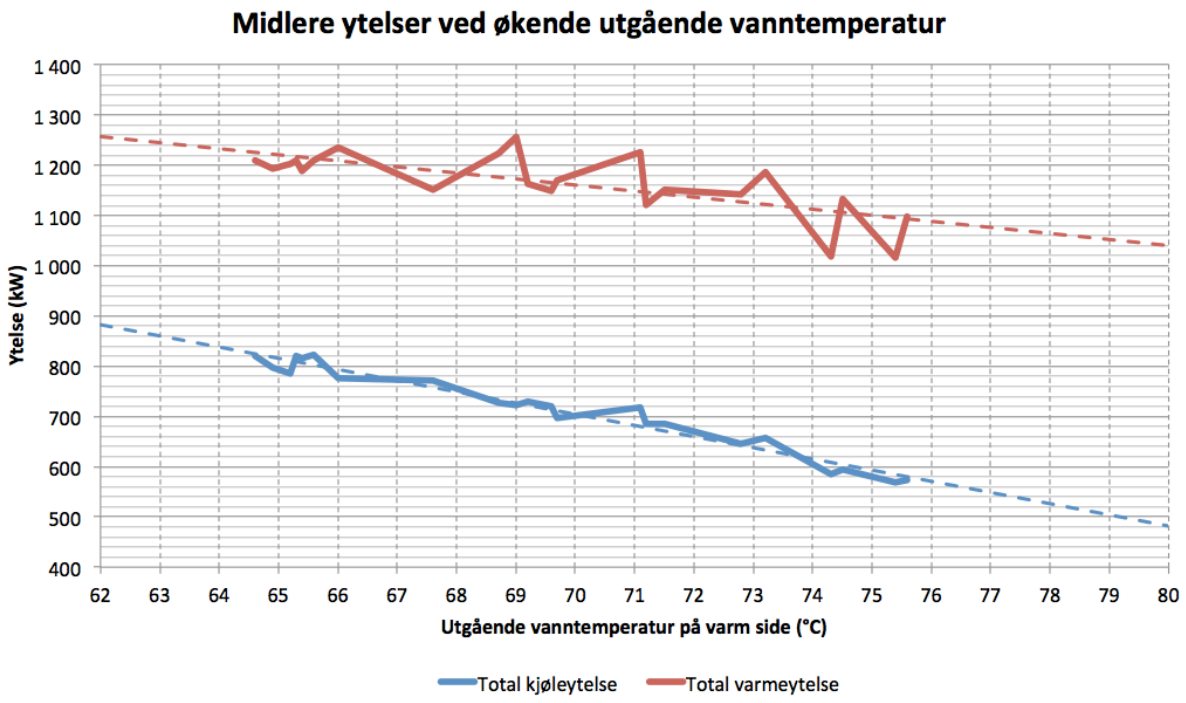


Figur 64: Kjøle- og varmeytelser på anlegget ved økende vanntemperatur inn på anleggets varme side under varme-testen.

Klart avtagende tendenser i alle ytelser ved økende temperaturer. Kjøleytelse faller med ca. 19,5 kW per grad, mens varmeytelse faller med ca. 14 kW per grad. Med en maksimal kjøleytelse på 800 kW og en maksimal varmeytelse på 1314 kW betyr dette 2,44 % fall i kjøleytelse og 1,06 % fall i varmeytelse per grads økning i inngående vanntemperatur.

Figur 64 viser trender for avtagende ytelser på begge former, men at fallet i kjøleytelse er mer hurtig, med et fall på 2,44 % av total kjøleytelse per grads økning i inngående vanntemperatur. Den tilsvarende senkningen i varmeytelsen er 1,06 %.

Dersom datagrunnlaget heller sorteres for utgående vanntemperatur oppnås et svært likt forløp i beregnet ytelse, og en kan observere at en høy utgående vanntemperatur betyr svært lave kjøleytelser. Dette er vist i Figur 65.



Figur 65: Midlere kjøle- og varmeytelse ved anlegget ved økende utgående vanntemperatur fra anlegget.

Stiplede linjer er lineære trendlinjer for å approksimere ytelse utenfor overvåket område under varme-testen. Klart avtagende trend i begge ytelser. Kjøleytelse faller klart raskest og anlegget mister ca. 3,75 % av total kjøleytelse per grads økning i utgående vanntemperatur. Det tilsvarende fallet i varmeytelse er ca. 0,77 % av total varmeytelse.

Nominell kjøleytelse for begge aggregater er oppgitt til å være 400 kW, etter krav satt i EN 12900/DIN8976, og altså skal total kjøleytelse for anlegget ved dimensjoneringspunkt være ca. 800 kW. Ved kapasitetstest utført 27. mai 2014[4] ble det målt at kjøleeffekt fra anlegget ved 80 °C utgående vann på varm side varierte mellom 700-750 kW. I følge trendlinjene i Figur 65 vil kjøleytelsen ved dette punktet ligge langt under, og ned mot ca. 500 kW. Dette medfører altså ikke samsvar med andre verdier tilgjengelig, verken mellom prosjektert verdi eller verdi målt ved kapasitetstest.

Dette kan skyldes flere årsaker. Viktigst av dem er kanskje at dette er et svært begrenset datasett. Testen ble utført ved ”stress-testing” av anlegget over en kort tidsperiode (1 time). Det kan derfor ikke antas å være fullstendig representativt for anlegget.

Det kan også skyldes at antakelsene og erfaringene gjort av NTNU Drift, som var motivasjon for å utføre testen, medfører riktighet. Varme-testens resultater peker mot at økende temperaturnivå på varm side går på bekostning av levert kjøleytelse.

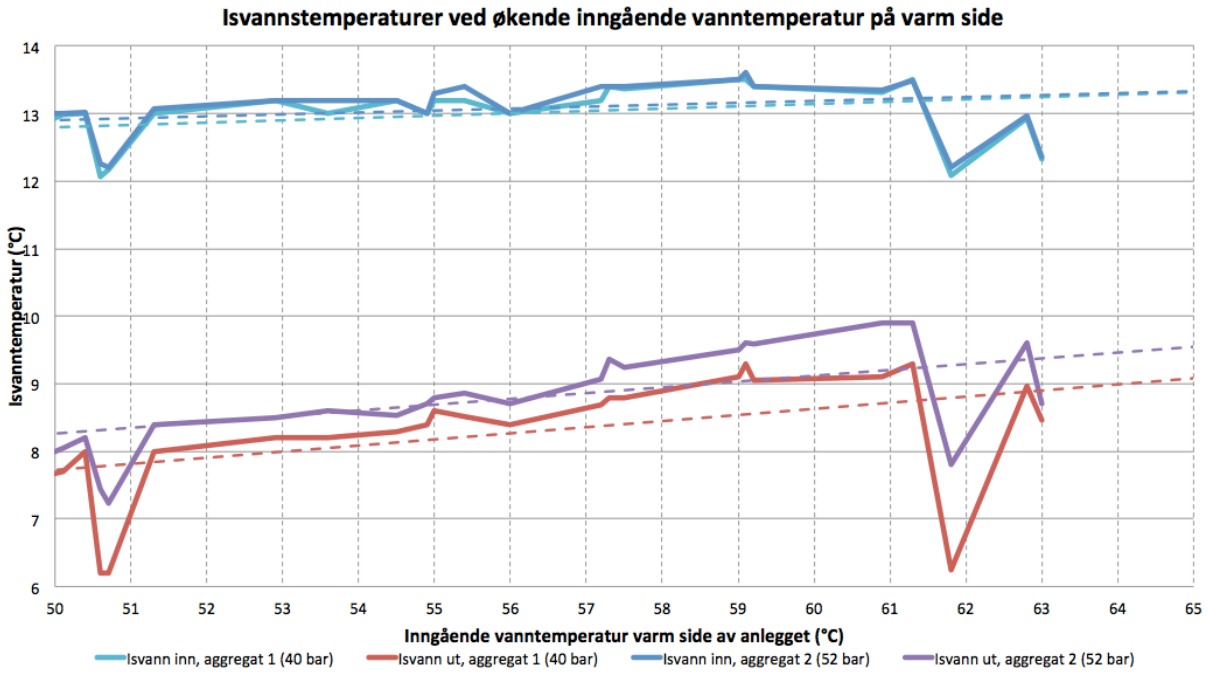
[4] Se Vedlegg F: Kapasitetstest EPTEC fra 27.05.14

Dersom dette stemmer er det svært uheldig. Anlegget er primært dimensjonert for, og bestilt for å være et energieffektivt kjøleanlegg for dataanleggene på Gløshaugen. Dersom kjøleytelsen synker for "å tilfredsstille et ønske om å levere mest mulig varme" og ved et høyest mulig temperaturnivå vil det bety at kjøleytelsen ikke er god nok på årets kaldeste dager.

13.3.2 Isvannstemperaturer

For å studere ytterligere hvorvidt kjøleytelsen ble opprettholdt ved høye temperaturnivå var det ønskelig å studere isvannstemperaturene over varme-testen. Dette er vist i Figur 66.

Økende isvannstemperaturer over det prosjekterte nivå er heldig i så måte at en høyere fordampningstemperatur betyr et lavere trykkløft. Dette skal i størrelsesorden gi en økning i COP på ca. 3-4% per grads økning i T_f. Det er derimot uheldig for å kunne opprettholde kjølebehovet. Varmevekslere som avgir kjøleeffekt (for eksempel til kretsen for datamaskinen "Vilje") er designet for et visst temperaturnivå, og ved økende temperaturer vil det måtte endres på andre parametere (som vannstrøm/mengde) for å opprettholde levert kjøleeffekt.



Figur 66: Isvannstemperaturer i aggregatene ved økende inngående vanntemperatur på anlegget.

Klart økende tendenser i alle isvannstemperaturer. Økningen i utgående isvann er lik de to aggregatene, og linjene er omtrent parallelle, med et konstant avvik på ca. 0,5 °C.

Figuren viser at det er en klar økning i utgående vanntemperatur ved økende inngående vanntemperatur på varm side av anlegget. De lineære trendlinjene viser en økning i utgående isvann på begge aggregat på ~0,08 °C per grads økning i inngående vanntemperatur. Den

tilsvarende økningen er på ~0,023 °C på inngående isvann. Dette er altså ca. 25 % av økningen på utgående vann.

Denne forskjellen kan skyldes at isvannsnettet er tilkoblet flere kjøleanlegg (som vist i figuren av isvannsnettet i Figur 6), som på dette tidspunktet ikke ble utsatt for høye temperaturer og reduserte ytelser. Ettersom det kun er dette ene kjøleanlegget som manipuleres, vil de resterende anleggene klare å motvirke de store økningene i isvannstemperaturen som ble vist i

Figuren viser også at den utgående vanntemperaturen speiler den inngående vanntemperaturen. Ved endringer i denne (som vi ser ved ca. 50,5 °C og ca. 62 °C) speiles dette i endringer i utgående vanntemperaturer.

13.3.3 COP

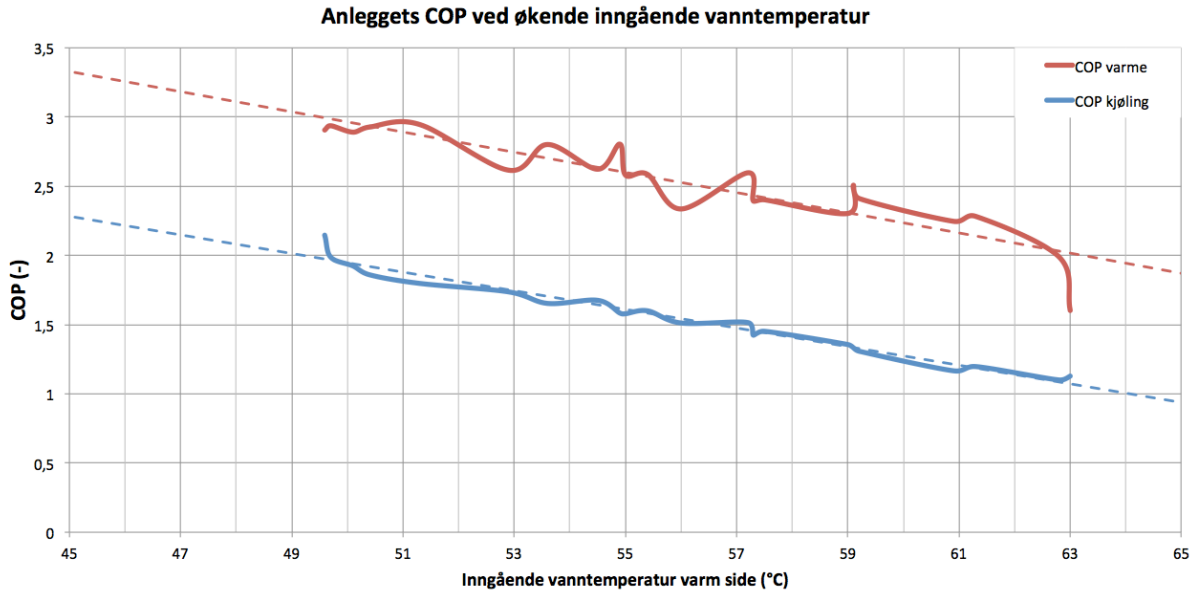
I følge kapasitetstest fra igangsetting av anlegget (se Vedlegg F) skal COP_{varme} på maksimumspunktet være på 2,26, mens prosjekteringsdokumenter lovet minimum 2,22 i COP_{varme}.

Målingene gjort under varme-test viser følgende COP-verdier ved tilnærmet maksimal temperatur inn på varm side:

Tabell 21: Målte COP-verdier ved 63°C inngående vanntemperatur på anlegget

	Aggregat 1	Aggregat 2	Anlegget totalt
COP_{varme}	1,63	1,57	1,6
$COP_{kjøling}$	1,29	0,99	1,12

I forhold til COP-verdiene fra kapasitetstesten ligger altså verdiene målt under varme-test langt under. I Figur 67 er midlede verdier for anleggets totale COP under varme-testens ulike vanntemperaturer inn på varm side presentert.



Figur 67: Variasjon i COP ved økende vanntemperatur inn på varm side.

Verdiene er midlede per grads endring i vanntemperatur, og viser en klar lineært synkende tendens for COP-verdiene til anlegget. COP for varme viser avtakende trend på ca. 3,3 %, mens fallet er ca. 3,5 % for COP for kjøling

Av figuren kan det trekkes en slutning om at COP-verdiene faller lineært, men med ulik helningsrate. COP varme faller med 3,35 % og COP kjøling med 3,54 % per grads økning i inngående vanntemperatur på varm side av anlegget.

Videre viser figuren at det ved 65 °C inngående vann, som den maksimale antatte verdien, vil COP for kjøling synke til ca. 1,0, mens COP for varme vil ligge på ca. 1,9-1,8. Dette er langt under prosjekterte verdier ved maksimal inngående vanntemperatur.

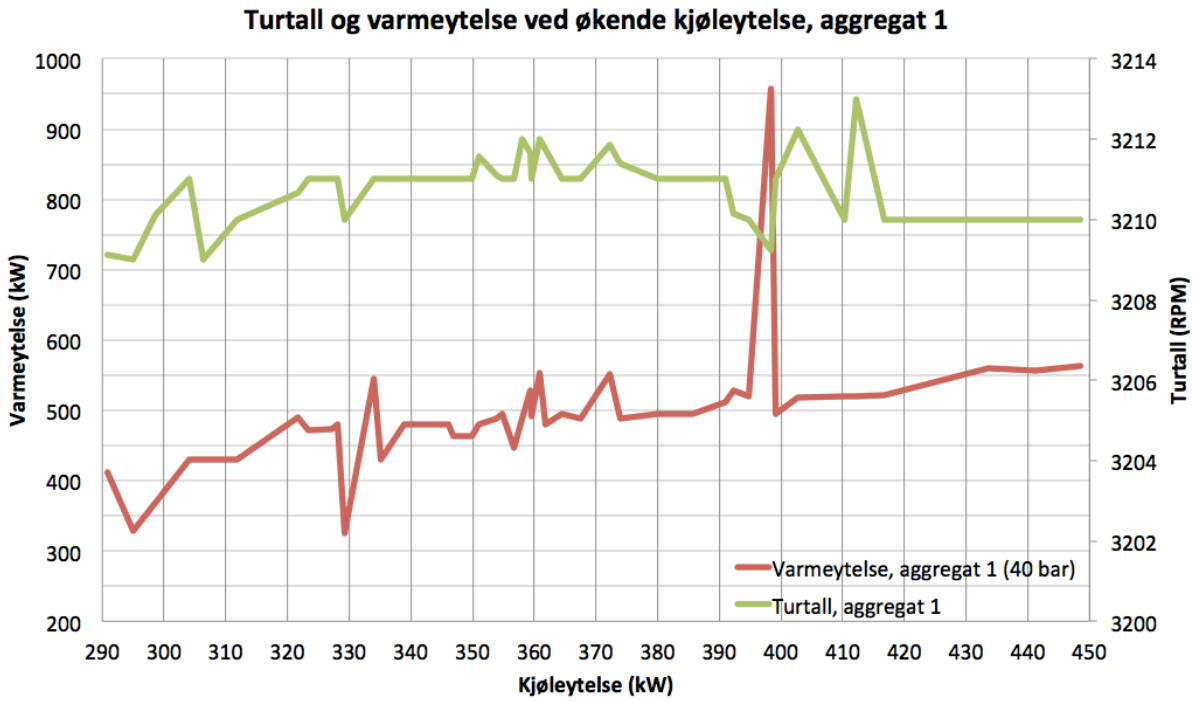
De målte verdiene for COP ved ulike temperaturnivå er sammenlignet med de oppgitt i tilbudsgrunn og diskutert ytterligere i avsnitt 16.4.

13.3.4 Motoreffekt og turtall

Det var også interessant å studere hvordan motorene til aggregatene oppførte seg under varme-testen.

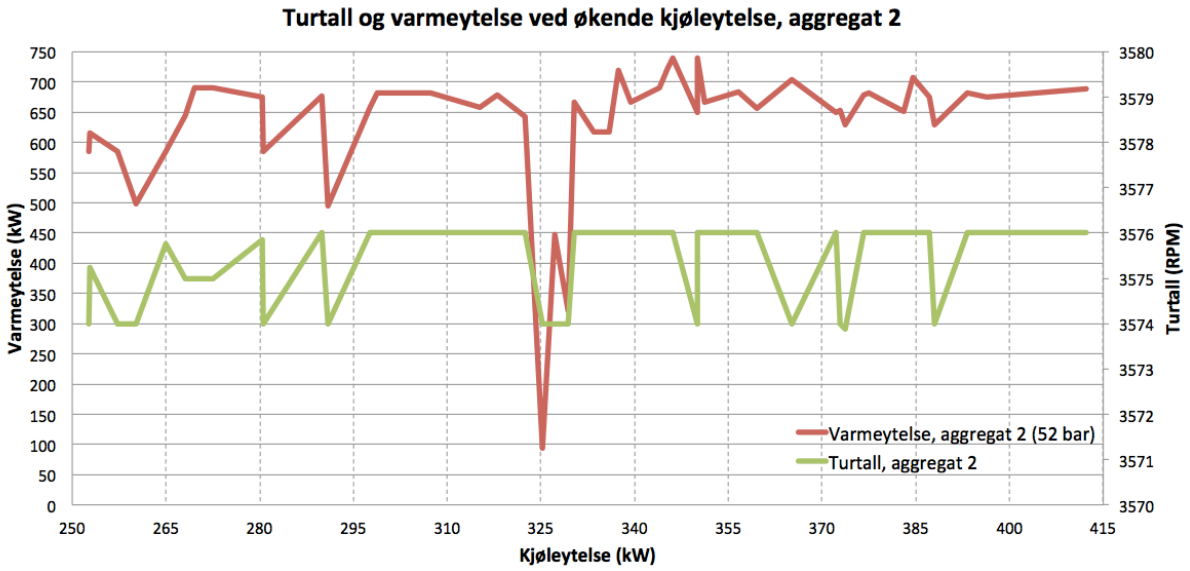
Tidligere figurer har vist at ytelsen på begge sider sank ettersom kjøleytelsen gikk ned da inngående vanntemperatur økte. Som nevnt i avsnitt 7.3 ”Reguleringsstrategi”, reguleres aggregatene og anlegget som helhet etter å dekke kjølebehov i isvannsnettet. Ettersom dette behovet var uendret over testens lengde var det forventet å se at turtallet ble opprettholdt på tilnærmet maksimal omdreiningshastighet.

I Figur 68 og Figur 69 er turtall målt mot varme- og kjøleytelse i det aktuelle aggregatet.



Figur 68: Opptatt motoreffekt og turtall for motor 1 under varme-testen.

Svært konstant turtall uavhengig av ytelser, og alle noe over nominelt turtall for motoren som er 3200 RPM. Bemerk at små endringer i turtall (bare 1-2 omdreininger per minutt) førte til endring i varmeytelse.

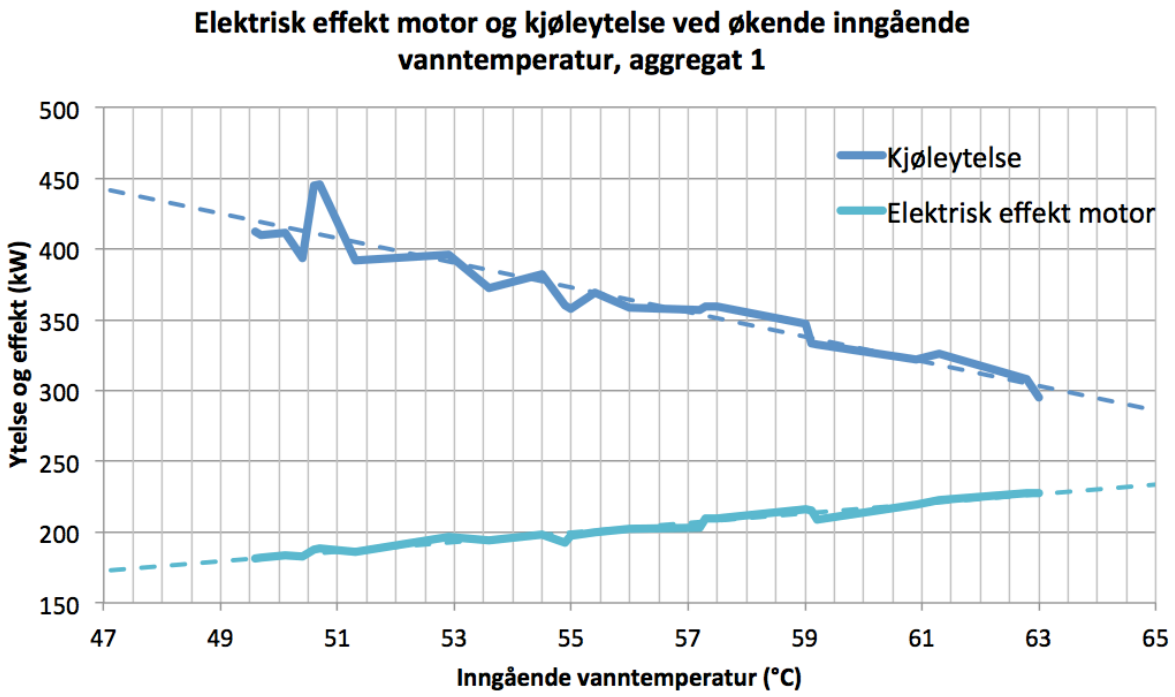


Figur 69: Opptatt motoreffekt og turtall for motor 2 under varme-testen.

Svært konstant turtall for alle kjøleytelser målt, og alle over nominelt turtall på 3560 RPM. Endringer i turtall påvirket tydelig varmeytelse, som også vist for Aggregat 1 i Figur 68

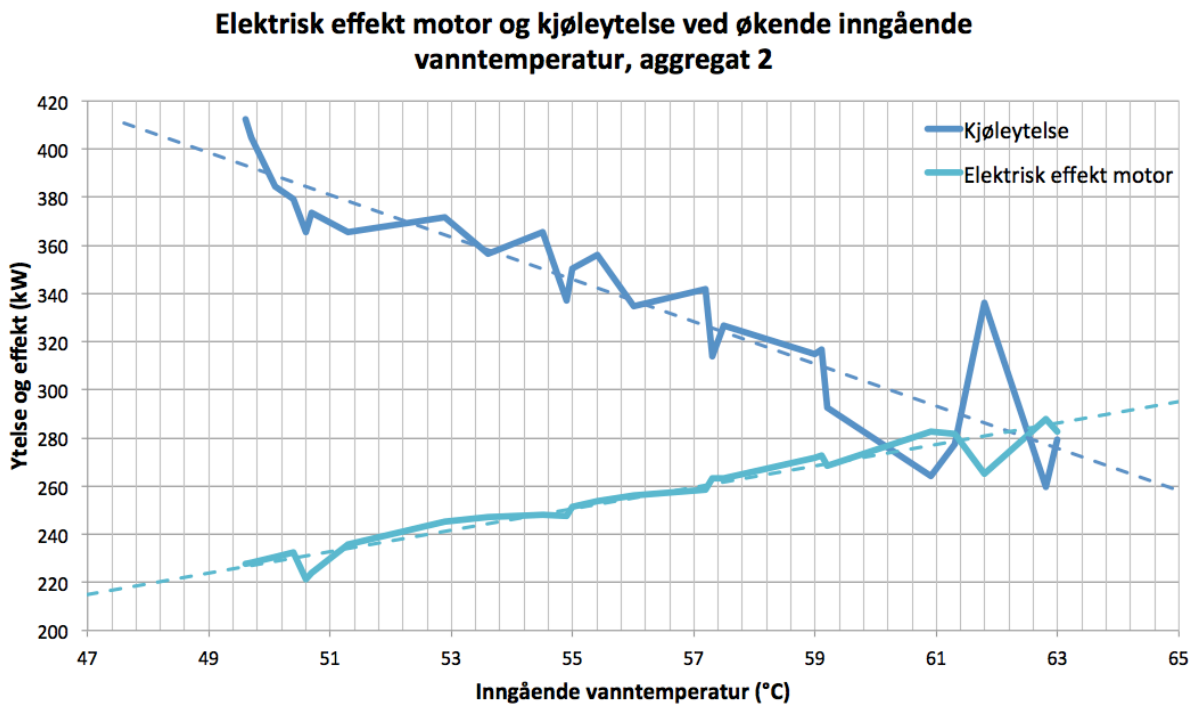
Turtallet i motorene, som vist i Figur 68 og Figur 69 som grønne linjer, er svært konstant over hele testen. Nominelt turtall for motor 1 er 3200 RPM, mens det for motor 2 er 3560 RPM. Altså lå begge motorene svært nært sitt maksima i turtall under hele testen.

Ettersom COP beregnes som funksjon av den elektriske effekten motoren trekker er dette også en av de parameterne som bør studeres i detalj. Tidligere grafiske analyser for varme-testen hadde vist at det var svært avtagende COP kjøling ved høye inngående temperaturer. Hvordan elektrisk effekt og kjøleytelse forholder seg til hverandre og endrede temperaturforhold er vist i Figur 70 og Figur 71.



Figur 70: Endring i elektrisk effekt til motor og kjøleytelse for Aggregat 1.

Økende tendenser i behov for elektrisk effekt ved økende vanntemperatur (3,6 kW per grads økning, eller 1,6 % av oppgitt effektbehov i teknisk grunnlag ved maks. belastning), samt en avtagende kjøleytelse (8,33 kW per grads, eller 2 % av total kjøleytelse). Dette fører til en lavere COP for aggregatet ved høye temperaturnivå, som vist i Figur 67.



Figur 71: Endring i elektrisk effekt til motor og kjøleytelse for Aggregat 2 ved økende inngående vanntemperatur.

En bratt synkende kjøleytelse (8,33 kW per grad, eller 2% av total kjøleytelse), og et voksende behov for elektrisk effekt til motor (4,44 kW per grad, eller 1,5 % av oppgitt effektbehov i teknisk dokumentasjon ved maks. belastning), fører til en synkende COP

Altså faller de to aggregatene tilnærmet likt i kjøleytelser, og opplever tilnærmet lik økning i effektbehov til kompressormotor. Med andre ord vil kurvene for $COP_{kjøling}$ for begge aggregatene forløpe med omtrent samme helning. Dette er også vist i vedlegg i Figur 85 i Vedlegg J.

13.3.5 Målte bidrag fra de ulike varmevekslerne under varme-testen

En av tingene man ønsket å undersøke i denne oppgaven var bidrag fra de ulike varmevekslerne på anlegget. Innledningsvis i analysen av datagrunnlaget kom det frem at temperaturnivået spilte inn på ytelsen til anlegget totalt sett, og at det ble foretatt en varme-test for å verifisere denne teorien. Dette er utfyllende forklart i avsnitt 12.8.

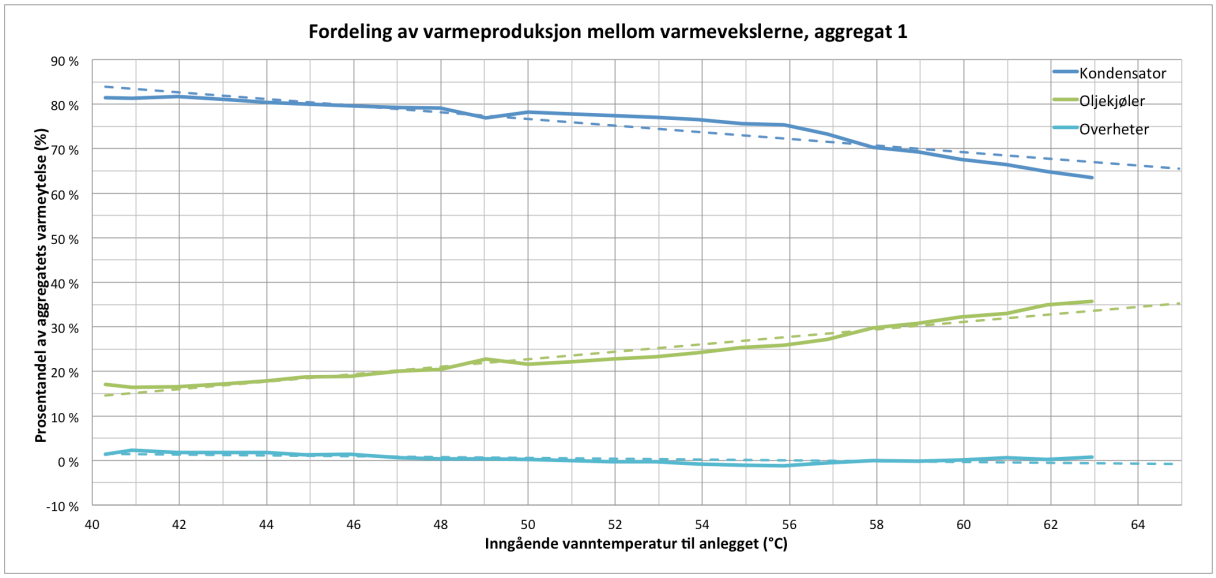
Da dette ble oppdaget oppstod tanken om hvorvidt fordelingen av varmeproduksjon i de ulike varmevekslerne endret seg med temperaturen permanent, over hele loggeperioden i langtidsloggingen. Kunne temperaturnivået permanent ha noe å si for hvor stor andel av varmeproduksjonen som ble levert fra de ulike varmevekslerne?

De ulike varmevekslerne som er beskrevet i de foregående avsnittene er dimensjonert for å kunne levere sin andel, sine kW, ved et dimensjoneringspunkt. Hvilken ytelse de leverer ved andre temperaturnivåer sier den tekniske dokumentasjonen for varmevekslerne ingenting om.

De neste avsnittene vil forsøke å belyse hvilke ytelser som er observert på dette anlegget ved ulike temperaturer, og bevise at temperaturnivået i realiteten innvirker på hvordan varmeproduksjonen fordeles mellom varmevekslerne. Dette vil deretter brukes til å vise hvordan ytelsen fra de ekstra varmevekslerne på anlegget bidrar til en høyere varmeytelse og dermed en høyere COP $_{varme}$.

13.3.6 Aggregat 1

Ytelsesfordelingen mellom de tre varmevekslerne ved økende temperatur inn på varm side er vist i Figur 72.



Figur 72: Endring i fordelingen av varmeproduksjon mellom de tre varmevekslerne i Aggregat 1 ved økende inngående vanntemperatur

Tydelig økende ytelse fra oljekjøler og synkende ytelse fra kondensator ved økende temperaturforhold

Som Figur 72 viser er trenden avtagende for kondensatorytelsen, mens oljekjøleren viser økende tendenser. Overheteren viser igjen en ytelse som tyder på målefeil, da den over hele temperaturområdet for anlegget gjør tilnærmet et neglisjerbart bidrag.

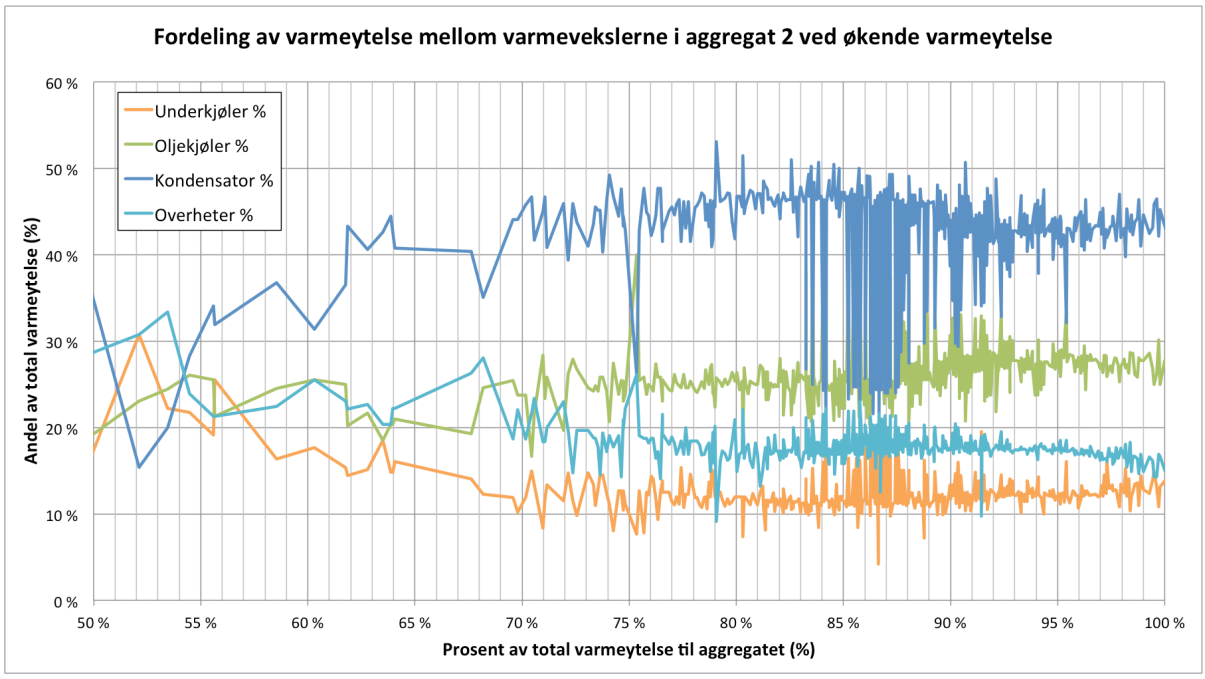
Trendlinjene for oljekjøler viser en økning på *0,8 % økning* i prosentandel av aggregatets varmeytelse per grads økning i temperatur inn på varm side av anlegget. Kondensator viser det nøyaktig samme fallet, *0,8 % avtagende prosentandel av aggregatets ytelse* per grads økning i temperatur inn på varm side. Med andre ord oppnås samme totale ytelse, da oljekjøleren tar over der kondensatoren avtar.

13.3.7 Aggregat 2

På Aggregat 2 er det som nevnt fire varmevekslere i serie, og disse er underkjøler, oljekjøler, kondensator og overheter. Aggregatet skal foreta temperaturløftet fra 72 °C til 80 °C ved dimensjoneringspunkt.

13.3.7.1 Fordeling uavhengig av varmeytelsen

Da det i avsnitt 10.2.1.1 ble diskutert hvordan temperaturnivået påvirket ytelsene på anlegget ble det fastslått at selv om kjøleytelsen avtok kraftig med økende temperatur inn på anleggets varme side, forble varmeytelsen relativt konstant. Ettersom ytelsen var konstant, kunne en anta at fordelingen mellom varmevekslerne kunne være konstant. Av denne grunn ble det undersøkt om endring i varmeytelse hadde en påvirkning på fordelingen av ytelsen mellom de to varmevekslerne.



Figur 73: Fordeling av varmeytelse på de ulike varmevekslerne i Aggregat 2 ved økende varmeytelse fra aggregatet

Midlere verdier basert på langtidsloggingen. Det er tydelig langt flere datapunkter fra 70% ytelse og opp til maksimal ytelse, og ytelsesfordelingen mellom varmevekslerne oppfattes som relativt konstant. Noe avtagende ytelse fra overheter de øverste 5 % ytelse, og noe avtagende ytelse fra kondensator i de øverste 10 % ytelse.

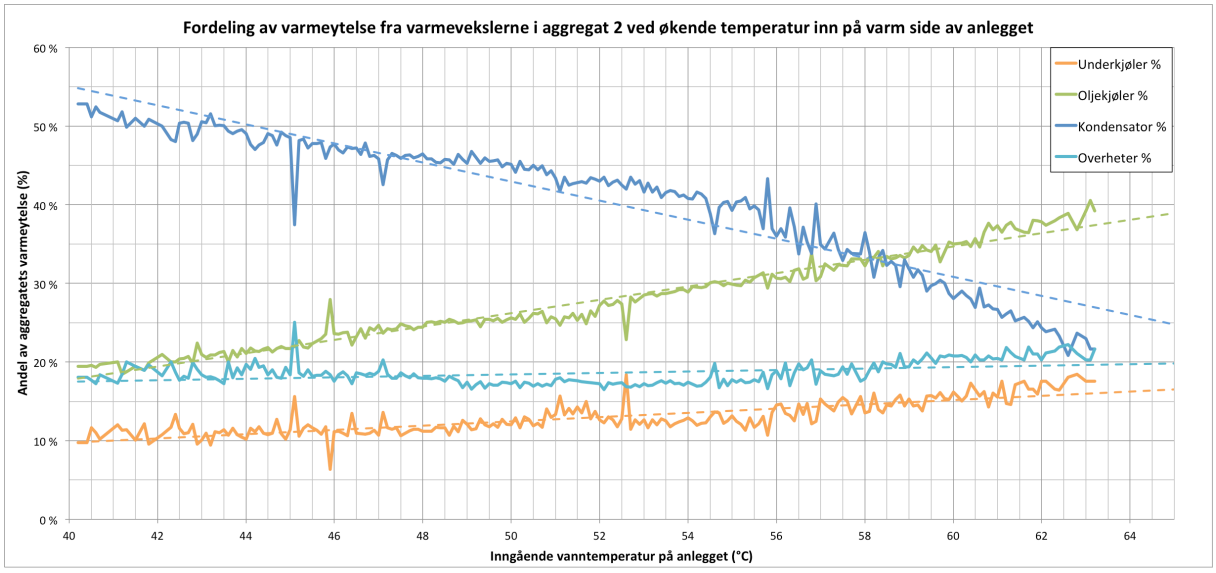
Figur 73 gir for det første ikke et entydig bilde, da den selv om verdiene er midlet gir inntrykk av varierende verdier i målt avgitt effekt per prosents økning i aggregatets varmeytelse. Videre ble de trendene man kunne trekke noen konklusjon fra, nemlig linjene for de ulike varmevekslerne, ansett som relativt konstante. Det ga inntrykk av at ytelsen i hver enkelt varmeveksler ikke ble spesielt preget av å endre den totale ytelsen til aggregatet.

13.3.7.2 Varmevekslerfordeling ved ulike temperaturnivå

En annen hypotese var at det ikke var ytelsen til aggregatet som ville påføre en endring i fordeling mellom varmevekslerne. Det var temperaturnivået. Ved å endre temperaturnivået hadde det blitt observert at ytelsene endret seg raskt, når det gjaldt de totale leveransene i effekt fra anlegget. Det var derfor ønskelig å studere hvorvidt å endre temperaturnivået inn på anlegget og inn på aggregatene ville endre fordelingen mellom varmevekslerne.

Dette ble først studert gjennom varme-testen, og deretter ble samme metodikk brukt på dataene målt over hele semesteret, i et forsøk på å verifisere trendene som ble vist i varme-testen.

Først sortertes data på vegne av temperatur inn på anlegget. Dette ble gjort da det var ønskelig med et felles referansesystem for de to aggregatene. Det er temperatur inn på anlegget som effektivt sett bestemmer temperatur inn på begge aggregatene, da kondenseringstemperaturen i Aggregat 2 jo bestemmes av temperatur ut av Aggregat 1. Denne bestemmes igjen på bakgrunn av temperatur inn på anleggets varme side. Sammenhengen som ble observert er vist i Figur 74.



Figur 74: Fordelingen av varmeytelsen endrer seg ved endring av temperaturnivå.

Kraftig avtagende trend for kondensatorytelse, mens oljekjøleren anses som klart økende. Underkjøler og overheter relativt konstant.

Som vist i figuren inntraff en tydelig endring i ytelsesfordelingen ved endrede temperaturer. Endringene viste seg sterkest i kondensator og oljekjøler.

Kondensatorytelsen sank markant, spesielt fra 55 °C og opp mot maksimalt målt temperatur på 63 °C. Dette er også intervallet hvor datagrunnlaget er preget av størst variasjoner, som

skyldes få målinger per temperaturendring, på grunn av de relativt uvanlig høye utetemperaturer over hele loggeperioden fra 26.02 - 05.05.15. Den generelle trenden over hele temperaturspennet er likevel avtagende. Frem til det nevnte bruddet ved 55°C falt kondensatorytelsen med ca. 1% per grads økning i inngående vanntemperatur. Fra 55 °C og opp til 63°C sank den med 2,1 % per grads endring i inngående vanntemperatur. Fallet ble altså doblet.

Fra 58°C og opp til 63°C var det oljekjøleren som leverte størst andel av varmeytelsen, med en maksimal andel på 41 % ved 63 °C inngående vanntemperatur til anlegget. Generelt ble det observert en jevn vekst i oljekjøler-ytelsen på 0,95 % økning i prosentandel av aggregatets varmeytelse per grads økning i inngående vanntemperatur til anlegget.

Det ble også observert en mindre økning i underkjøler og overheter ytelse, selv om disse ikke er like markante i temperatur de inntraff på, eller tilsvarende store i verdi.

13.3.8 Diskusjon av endret fordeling av varmeytelse

En av hovedmomentene i denne oppgaven skulle være å forsøke å redegjøre hvorvidt det var berettiget å utstyre varm side med hele syv varmevekslere, og undersøke om de alle kom til nytte.

Grafene som presenterer ytelsesfordeling (Figur 72, Figur 73, Figur 74) gir en indikasjon på enkelte av disse spørsmålene.

I Figur 73 ble det vist at ytelsesfordelingen mellom varmevekslerne er tilnærmet uavhengig av varmeytelsen. Det er variasjoner i målingene, men det kan ikke pekes mot at målingene viste en klar trend mot at ytelsesfordelingen avhenger av varmeytelsen.

Det ble derimot observert når det sorteres på temperaturnivå. Det er tydelig at når kondensatoren opplever avtagende ytelse ved høye temperaturer, så tar oljekjøleren over mye av denne ytelsen. Dette gjelder for begge aggregater. Dette kan skyldes at to-fase området blir smalere ved høyere trykk, som vist i trykk-entalpi diagrammene i Figur 21 og Figur 23. Høyere trykknivå gir mindre entalpiforskjell, Δh, over kondensatoren. For ammoniakk, med sitt brede to-faseområde, som presentert i Tabell 2, er denne endringen mindre enn for andre arbeidsmedier.

Det Figur 21 og Figur 23 også peker mot er at tilgjengelig energi i overhetningen øker med trykknivå. Dette tyder på at det er større og større energimengde som kan hentes i oljekjølerne

og overheterne ved økte trykk, som korresponderer til økte temperaturer inn på varm side. Dette kan være årsaken til det økte bidraget fra oljekjølerne.

Det vises en svakt økende ytelse også fra overheteren og underkjøleren i Aggregat 2 i Figur 74.

Totalt kan en konkludere med at anleggets totale varmeytelse hadde avtatt kraftig ved økende temperaturer dersom hvert aggregat kun hadde vært utstyrt med kondensator. Dette er vist i grafene i Vedlegg O.

14 Forslag til forbedringer

Gjennom arbeidet med dette prosjektet og denne analysen har det blitt oppdaget enkelte aspekter ved anlegget som kan forbedres. Disse er drøftet i de kommende avsnittene.

14.1 Varmevekslere

Det anses ikke å være nødvendig med flere varmevekslere på anlegget, da det allerede er 7 varmevekslere for å oppnå best mulig temperaturtilpasning.

Om det skulle vært flere varmevekslere, måtte det vært underkjøler i Aggregat 1 også. Dataanalysen viste at underkjøleren i Aggregat 2 utgjør et viktig bidrag og bruken av den og investeringen den utgjorde er således svært berettiget.

Overheterne viste i dataanalysen lavere ytelser enn forventet. Det er derfor større spørsmål til hvorvidt merinvesteringen var nødvendig. Det er også avdekket i analysen at kondenseringstemperatur fortsatt ligger over utgående vanntemperatur i store deler av arbeidsområdet, som vist i Figur 61. En av grunnene til å installere overheter er nettopp senkning av kondenseringstemperatur, for å oppnå høyere COP. Det siste temperaturløftet skal skje i overheterne. Dette ser ikke ut til å skje på dette anlegget, og det burde dermed undersøkes nærmere i en videre analyse. Det er i så fall avhengig av at det benyttes bedre instrumentering (se neste avsnitt) med høyere nøyaktighet på målingene av temperatur inn og ut av aggregatene.

14.2 Instrumentering

Selv om anlegget har uvanlig god instrumentering, nettopp for å kunne studeres i dybde av studenter og analyseres grundig, har det i arbeidet med denne oppgaven blitt oppdaget enkelte instrumenteringer som kunne vært bedre. Disse er presentert i underkapitlene.

14.2.1 Massestrømmåling på kjølemediesiden

Da anlegget ikke er utstyrt med massestrøms-måler på kjølemediesiden må denne verdien approksimeres. Dette er gjort i referansepunktsanalysen ved å bruke entalpiforskjell over fordamperen og levert kjøleeffekt, som formelen under viser.

$$\dot{m}_R\ [kg/s\ ] = \frac{\dot{Q}_f\ [kW]}{\Delta h_f\ [kJ/kg]}$$

Det ble i referansepunktsanalysen og i de teoretiske beregningene vist forskjeller i hva antatt varmekapasitet på kjølemediesiden var mot den målte leverte varmekapasiteten på vannsiden.

Dette tyder på at det er differanse i kjølemediestrømmen i aggregatet, og dette må anses som en feilkilde som dessverre er gjennomgående i hele analysen.

For fullstendig beregning av kuldemediets massestrøm, se Vedlegg I.

14.2.2 Individuell vannstrømmåling på kald side

Per nå er det kun vannstrømmåling på fellespunktet i energimåleren på kald side. Det gjør at det må approksimeres at 50 % av vannstrømmen går til hvert aggregat.

Grunnet små forskjeller i fordamperne, som trykkfall, turbulens i vannstrømmen, og endret fordeling ved plutselig økning eller minking i vannstrøm, må det antas at det i virkeligheten ikke er 50 % fordeling mellom de to aggregatene til enhver tid. Dette påvirker så klart alle ytelser på kald side som er beregnet, og er en feil som forplanter seg da også massestrømmen til kuldemediet er beregnet ved hjelp av entalpiforskjellen over fordamper og levert kuldeytelse.

14.2.3 Temperaturfølere

Det ble som nevnt skiftet svært mange av temperaturfølerne i aggregatene i februar og mars 2015. Dette gjaldt de interne følerne som sitter i aggregatene, som måler økningen i vanntemperatur gjennom de ulike varmevekslerne. De nye temperaturfølerne har nøyaktighetsgrad ± 0,15 K.

Det finnes fortsatt følere på anlegget som burde vært byttet for å kunne studere anleggets varmevekslere fyldig nok. Dette skyldes at temperaturfølerne som måler vanntemperatur på inngående og utgående vannstrøm på varm side er av lavere nøyaktighet, ± 0,2 K i følge NTNU Drift. Dette fører til at det er større usikkerhet knyttet til ytelsene målt i underkjøler og overhetere, da disse har henholdsvis inngående og utgående vanntemperatur fra temperaturfølerne med lavere nøyaktighet.

Dette gjenspeiles også i momentanalysen, hvor det ble observert større differanse mellom målt opptatt varmeeffekt på vannsiden og beregnet tilgjengelig effekt på kjølemediesiden.

Det er derfor anbefalt å bytte disse temperaturfølerne for å kunne beregne de faktiske ytelsene til de aktuelle varmevekslerne nevnt over.

14.3 To-trinns anlegg

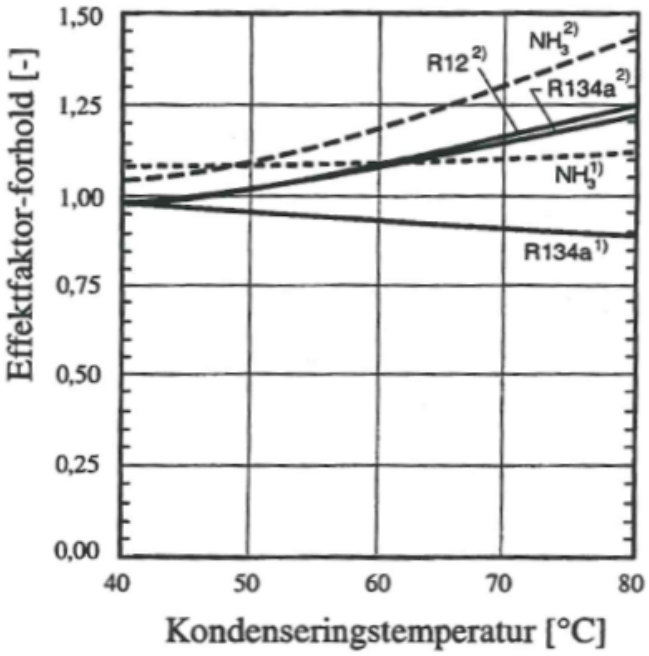
Det begrensende ved utformingen av dette anlegget var ikke å lage et anlegg for temperaturnivåene som ga relativt høye effektfaktorer – det var plassmangel.

Området hvor anlegget skulle plasseres var svært smalt og dette ga store innskrenkninger på hva slags anlegg en kunne plassere på området som ble tilegnet kjøle- og varmepumpeanlegget.

Om det hadde vært mer plass tilgjengelig er det rimelig å anta at det ville vært valgt et to-trinns anlegg. Dette på grunn av de høye trykkløftene som kompressorene på eksisterende anlegg må yte (se avsnitt 9 om referansepunktsanalysen). Trykkløft for kompressor anbefales generelt å holdes til et minimum, da et høyere trykkløft betyr et økt kompressorarbeid som gir lavere COP.

Ved å redusere trykkløftene vil tapene i kompressor minke, isentropisk virkningsgrad øke og effektbehovet bli lavere. Dette gir høyere COP. Forventet økning i COP kan vises i form av figuren under, Figur 75, hvor ytelsen til to-trinns og ett-trinns anlegg for ulike medier sammenlignes (tallene 1 og 2 markerer antall trinn i anlegget). Effektfaktorforholdet angis i forhold til en prosess med R-12 som arbeidsmedium.

Alle fordampningsprosesser i Figur 75 skjer ved 0 °C.



Figur 75: Effektfaktor for ulike arbeidsmedier ved ett- og to-trinns prosess

Alle prosesser målt i forhold til effektfaktor ved en ett-trinns R-12 prosess ved fordampning ved 0 °C (Stene, 2001)

Som figuren over viser er det antatt at effektfaktoren ved ett-trinns ammoniakkanlegg er relativt konstant uavhengig av kondenseringstemperaturen. Dette er imidlertid ikke den

antatte situasjonen for et to-trinns ammoniakkanlegg som viser tydelig økning i COP ved høye temperaturer.

Ettersom det på dette anlegget er kondensering ved ca. 80-85 °C (avhengig om en utnytter overhetningsvarme og eventuell oljekjøling i oljereturanlegget) og fordampning ved ca. 4 °C, er det på basis av figuren og det oppgitte forholdet mellom COP for ett-trinns og to-trinns ammoniakkanlegg (ca. 1,45/1,12 ≈ 1,295) høvelig å anta at en vil kunne se opp mot ca. 30 % økning i COP ved å velge et to-trinns anlegg.

14.4 Temperaturnivå i isvannskretsen

Det er på dette anlegget valgt et 7/12-system på isvannsnettet.

Det finnes i dag svært mye litteratur og forskning på temperaturnivåer i isvannsnett, og det er desto flere formeninger om hva som gir både optimale driftsforhold, sikkerhet og levetid.

En av rapportene som her velges å løftes frem, er rapporten utarbeidet for Statsbygg av Erichsen & Horgen AS (Beisvåg et al., 2014). Denne rapporten tar for seg ulike scenarier og ulike temperaturnivå som brukes og vurderes brukt i isvannskretser for kjøling av ventilasjonsluft og data/tele-rom. Det konkluderes her med at dersom bransjen videre legger til grunn at det benyttes stålrør for å transportere isvannet bør temperaturnivået i isvannskretsen høynes til 10/17 °C. Dette begrunnes i stor grad ved bruk av duggpunktskurver, eller *Mollier-diagram*. Dersom en betrakter duggpunktskurvene over året til for eksempel Oslo, vil en se at en kan omtrent halvere tiden det er risiko for kondens på røret (altså fordi overflatetemperaturen på røret er under luftens duggpunktstemperatur) dersom en øker vanntemperaturen fra 7 til 10 °C. (Beisvåg et al., 2014). Det nevnes også at dette potensielt ville kunne føre til store kostnadsbesparelser.

15 Sikkerhetssystemer for ammoniakk

Dette kapittelet diskuterer utfordringene med å installere og drifte kjøle- og varmepumpeanlegg med ammoniakk som arbeidsmedium.

Kapittelet er lagt opp som følger;

- Kort re-introduksjon av ammoniakk som arbeidsmedium
    - Mer utfyllende informasjon ble presentert i avsnitt 7.5
- Lover og forskrifter i Europa og USA
- Klassifiseringssystemer for kuldemedier i lover og forskrifter
- Krav til sikkerhet på ammoniakkanlegg
- Informasjon om ulykker erfart med ammoniakkanlegg i Norge i nyere tid
- Ulike teknologier for fjerning av eventuelle ammoniakklekkasjer (skrubberteknologi og ventilering over tak)
- Noen tanker og forslag til fremtidens lovgivning på ammoniakkanlegg i større bygninger

15.1 Ammoniakk som kuldemedium

Ammoniakk er et gammelt kuldemedium som bransjen har utstrakt erfaring med, og da spesielt for kjøleanlegg i matindustri. Ammoniakk har hatt sine opp- og nedturer i bruksutstrekning i løpet av de siste 100 år, men er de siste årene blitt mer og mer brukt da den som et naturlig kjølemedium ikke har noen miljømessige avtrykk (GWP = ODP = 0).

Men ammoniakk har sine utfordringer, som nevnt innledningsvis i oppgaven med avsnitt 7.5. Det er ikke bare en giftig gass. Den er også brennbar og eksplosiv, men da kun ved 17-28 volumprosent konsentrasjon og det kreves en flamme med 630 °C for å antenne. I tillegg er ammoniakk-holdige vannblandinger (*salmiakk)* sterkt korroderende, og stiller krav til alternative materialer (kobber og sink kan ikke brukes). Mediet har en karakteristisk og irriterende/stikkende duft, som fungerer som et tidlig varsel om lekkasje. Men duften, som kan kjennes allerede ved 5 - 20 PPM, kan også virke panikkskapende ved større utslipp. Dette medfører at ammoniakk er et arbeidsmedium som krever spesielle hensyn ved installasjon, drift og vedlikehold.

Kravene som er gitt for ammoniakkanlegg er gjerne relativt omfattende i forhold til krav gitt for anlegg med andre kuldemedier. Dette krever hensynsfull planlegging tidlig i prosjekteringsfasen for å ivaretas på en tilfredsstillende måte.

15.2 Lover og forskrifter på verdensbasis

Det ble innledningsvis i arbeidet med denne oppgaven jobbet med å kartlegge forskjeller på lovgivningen for ammoniakksikkerhet i Europa og USA, men det er etter mye arbeid konkludert med at det er svært få forskjeller. Standardene bygger i stor grad på hverandre, og det er lite forskjeller å diskutere rundt.

I **Europa** følges standarden EN 378 ”Kuldeanlegg og varmepumper – Sikkerhets- og miljøkrav” vedtatt av CEN (European Committee for Standarization).

Det er i 2014 og 2015 utkommet norske versjoner av denne standarden, og det har i stor grad blitt tatt utgangspunkt i denne i utformingen av dette kapittelet.

De **amerikanske** standardene for sikkerhet rundt ammoniakkanlegg er formet og utgitt av ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers).

Det er i hovedsak standardene 15 og 34 som omhandler arbeidsmedier og sikkerhetsaspekter for ulike arbeidsmedier (derunder for ammoniakkanlegg), og gir retningslinjer som må opprettholdes ved utforming av denne typen anlegg. Standard 15 handler om sikkerhetskrav, mens 34 greier ut om klassifisering av ulike kuldemedier.

15.3 Klassifisering av ammoniakk

I ASHRAE standard 34 finnes regelverket for sikkerhetsklassifisering av kuldemedier. Klassifiseringen består av to deler; en bokstav (enten A eller B), og et tall (1, 2 eller 3).

Bokstaven indikerer hvilken giftighetsgrad mediet har, mens tallet beskriver hvor brennbart et medium er. Det er i 2010 utarbeidet underkategoriene A2L og B2L, hvor ammoniakk havner under den sistnevnte.

Tabell 22: Sikkerhetsklassifisering av kuldemedier etter ASHRAE Standard 34

Økende brennbarhet →	Høy brennbarhet	A3	B3
	Lav brennbarhet	A2	B2
		A2L	B2L
	Ikke brennbart	A1	B1
		Giftig OEL > 400 PPM	Svært giftig OEL < 400 PPM
		Økende giftighet →	

Ammoniakk er klassifisert innen gruppe B2L i følge de amerikanske standardene (ASHRAE, 2013). Bokstaven B indikerer at gassen er svært giftig, og at det kreves konsentrasjoner under 400 PPM i løpet av en 8 timers arbeidsdag og 40 timers arbeidsuke for at det ikke skal påføres helsemessig skade på de som måtte oppholde seg i nærheten av gassen. Tallet 2 indikerer at brennbarheten til gassen er lav. Bokstaven L indikerer at mediet har en brannhastighet på under 10 cm/s. Dette for å markere hvor særdeles lav brennbarheten til mediet er, og gi mulighet for å danne nye regelnivå for denne typen arbeidsmedier.

15.4 Krav til ammoniakkanlegg

Det er i punktene under presentert hovedmomentene som gjelder av sikkerhetskrav til ammoniakkanlegg innen kjøle- og varmepumpebransjen i Norge. Det henvises videre her til standarden NS-EN 378, del 1, 2, 3 og 4 for utfyllende beskrivelse av reglementet for kulde- og varmepumpeanlegg med ammoniakk som arbeidsmedium. Videre anbefales det å studere utgitte forskrifter fra Direktoratet for Samfunnssikkerhet og Beredskap (DSB), samt Norsk kulde- og varmepumpenorm, for et fullstendig bilde av anbefalinger på ammoniakkanlegg i Norge i dag. Informasjonen gjengitt under er bygget på informasjon hentet fra disse kildene.

- Fyllingsmengde skal være i henhold til maksimalt tillatt fyllingsmengde for det oppstillingsstedet (maskinrom, ute etc), oppholdsstedet (plassering av anlegget, publikum eller ei) og den systemløsningen (direkte eller indirekte) som er valgt på det aktuelle anlegget.
    - Ettersom det her er fokusert på oppholdssteder av klassifisering A, som er offentlig sted (sykehus, butikk, skole, hotell, bolig), gjelder det i praksis at anlegget i sin helhet må plasseres i et lukket maskinrom eller utendørs. Hvis ikke gjelder at fyllingsmengden maksimalt kan være 2,5 kg, som begrenser anleggsstørrelsen svært mye.
- Komponenter på anlegget må være sertifisert i forhold til PED og maskindirektivet
- Maskinrommet må være gasstett og ha brannsikker utførelse (B60, altså tåle brann i minimum 60 minutter)
- Det skal installeres øyedusj, nøddusj, brannslukningsutstyr og nødbelysning dersom fyllingen overstiger 50 kg
- Det skal benyttes undertrykksventilasjons-system som skal være uavhengig av resten av byggets ventilasjonssystem, slik at det aldri er fare for ammoniakkdistribusjon gjennom ventilasjonsanlegget
- Det skal ikke brukes automatisk sprinklersystem i maskinrommet da vanntilførsel fører til økt avdamping av ammoniakk (eksoterm reaksjon)
- Det er påkrevd sikkerhetsventiler som avblåses ved overtrykk, og gassen skal ikke blåses ut i rommet, men tilføres ventilasjonssystemet som enten skal føre gassen sikkert ut over tak eller til skrubbersystem
    - Skrubber er for øvrig anbefalt til større anlegg i publikumstette områder, da det gir ekstra sikkerhet. Dersom skrubber benyttes må salmiakkvann etter

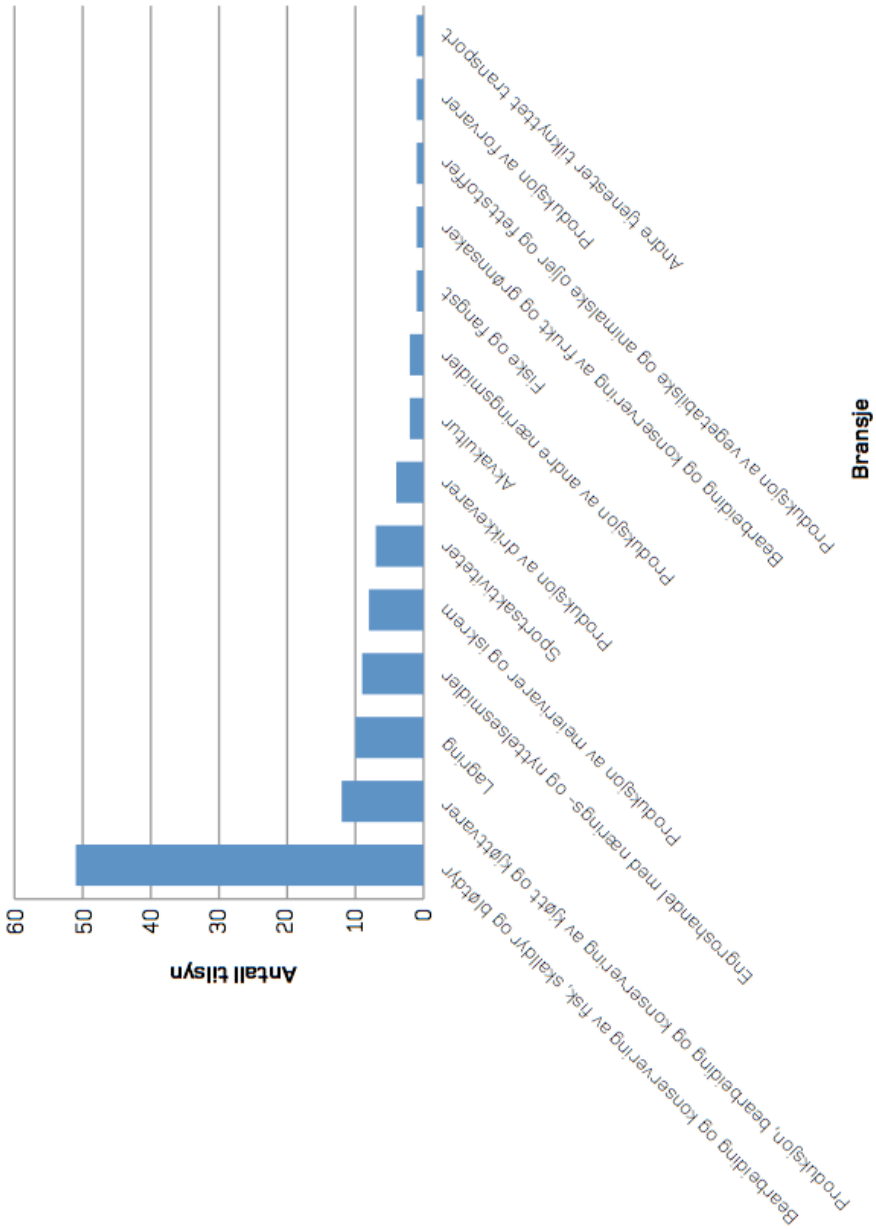
eventuell lekkasje håndteres i forhold til kommunalt regelverk (salmiakkvann er svært giftig for alt som lever i vann, selv i svært lave konsentrasjoner)

- Seksjonering er påkrevd på anlegg hvor fyllingen overstiger 50 kg. Det kreves at hovedkomponentene på anlegget er utstyrt med disse. Seksjoneringsventilen skal aktiveres gjennom alarmsystemet (Se neste punkt)
- Det er påkrevd et avansert alarmsystem med minst to alarmnivå, lav (500 PPM) og høy (30 000 PPM) alarm, som iverksetter ulike tiltak.
    - Lav alarm skal iverksette nødventilasjon
    - Høy alarm skal kutte strømtilførsel til alt bortsett fra nevnte nødsystemer
- Visuell alarm og lydsignal på utsiden av maskinrommet, for å varsle mot å gå inn i rommet. Det skal også være brytere for start av nødventilasjon-system på utsiden av rommet, slik at det kan startes uten å entre rommet.

15.5 Ulykker erfart med kjøle- og varmepumpeanlegg med ammoniakk

Ettersom ammoniakk står for en relativt liten del av det totale salget av kjøle- og varmepumpeløsninger på verdensbasis (ca. 10 %) finnes det gjerne begrensede data på erfaringer med utslipp og årsaker til dette.

I tillegg benyttes ammoniakk relativt sjelden i sammenhenger hvor det er mye publikum i nærheten, nettopp av utslippshensyn. Det benyttes i all hovedsak innen industri, spesielt næringsmiddelindustri, fryselager og idrettsanlegg, som vist i fordeling i Figur 76.



Figur 76: Bransjefordeling på ammoniakkanleggene ført tilsyn på av DSB i perioden 2006-2010.

Kraftig overvekt av næringsmiddelindustri, og spesielt da innen fiskeneringen. (Direktoratet for Samfunnssikkerhet og Beredskap (DSB), 2012)

I følge DSB var det i 2010 meldt inn kun 170 anlegg i Norge med over 400 liter ammoniakkfylling.

Mellom 2006 og 2010 var det 28 kjente ammoniakkutslipp i Norge. Ingen av disse har ført til skader på personell eller publikum. Listen over disse anleggene finnes i Vedlegg N. (Direktoratet for Samfunnssikkerhet og Beredskap (DSB), 2012)

15.6 Ammoniakkteknologi i bruk i dagens anlegg

Det er prinsipielt i bruk to ulike systemer for å håndtere ammoniakklekkasjer:

- Undertrykksventilasjons-system med utkast over tak/i pipe
- Undertrykksventilasjons-system med skrubbersystem

De aller fleste ammoniakkanlegg i dag er utført uten bruk av skrubber. Ved samtale med Roar Trælnes i Johnson Controls fremgår det at de på sine Sabroe-anlegg ikke kan levere skrubberløsning. Ettersom Sabroe er en stor og anerkjent leverandør av kjøle- og varmepumpeanlegg må det således antas å være svært uvanlig å bruke skrubber.

Dette skyldes i stor grad at ammoniakk er lettere enn luft (ca. 40 % lettere ved 20 °C) og dermed enkelt og rimelig kan ventileres over tak, gitt at det ikke medfører fare for publikum i området rundt.

Skrubber benyttes på grunn av dette kun ved anlegg som ligger plassert slik at det ikke kan ventileres over tak. Anlegget på Tungregnesenteret er et slikt, hvor de nærliggende bygg er så høye at det ikke kan garanteres at ingen ammoniakkgass vil stige og bli tatt inn i dette bygget gjennom ventilasjonssystem eller åpne dersom det skulle være et utslipp og gassen blir ventilert over tak. Ammoniakkutslipp i slike områder vil kunne skape panikk, som kan føre til faresituasjoner.

15.6.1 Skrubber

En skrubber er en vanntank hvor luft resirkuleres gjennom en vannspray til konsentrasjonen av ammoniakk i luften er tilstrekkelig lav til å slippes ut.

Skrubberen utnytter at ammoniakk absorberes lett i vann. Den kjennes da under navnet salmiakk og sin kjemiske betegnelse NH_4OH. I en skrubber utnyttes dette, hvor en utsetter luftstrømmen fra ventilasjonssystemet for vannspray, slik at store deler av ammoniakken absorberes raskt gjennom en eksotermisk reaksjon.

Graden av opptagelse av ammoniakk i vannet avtar med økende temperatur, noe som skaper visse utfordringer. På dette anlegget er det ført en varmeveksler til skrubbervannet som veksler mot nettvann for å senke temperaturen på vannet og dermed øke opptaket av ammoniakk. Bilde av denne finnes i Vedlegg Q.

15.6.2 Eksempelanlegg uten skrubber: Høgskolen i Lillehammer

Ved Høgskolen i Lillehammer (HiL) ble det i 2014 installert et kjøleanlegg med en kapasitet på ca. 1,9 MW. Anlegget ble rekvirert som en del av utfasingen av R-22 i Norge, og Statsbygg som byggeier av HiL foretok derfor dette skiftet. Anlegget består av 2 isvannsaggregater med ammoniakk som kuldemedium, samt en tørrkjølerkrets for dumping av varme.

Figur 77: GEA BluAstrum 1000. Kompaktaggregat som kjøleanlegg med ammoniakk som arbeidsmedium.

(Markering på figur på venstre side: 1 – skruekompressor, 2 - kontrollregulator, 3 – frekvensomformer (VSD), 4 – markering for ytre kabinett, 5 – kondensator, 6 – ekspansjonsventil, 7 - fordamper med integrert væskeutskiller)

GEA BluAstrums komponenter er valgt for være kompakte og gi en lav fyllingsgrad (130 kg per aggregat). Den kompakte utførelsen og innkapslingen i kabinett fører dessuten til lite støy fra aggregatet. En annen positiv effekt av at anlegget er så kompakt er at det kan få plass gjennom døråpninger, som gjør at det er velegnet til å erstatte gamle HFK- eller HKFK-anlegg.

Anlegget er også utformet for lave vibrasjonsnivåer, som gjør det egnet til bruk i nærheten av publikum og som gjør det bestandig mot slitasje og driftsproblematikk som følge av vibrasjoner.

Fordamperen er også her en par-sveiset plateveksler av fylt type, men denne er utstyrt med innebygget væskeutskiller. Dette bidrar til en desto lavere fyllingsgrad. Kondensatoren er en plate-mantel varmeveksler, som diskutert tidligere bidrar til effektiv og kompakt varmeveksling.

Det er brukt skruekompressorer (GEA Grasso MC) med turtallsregulering og V_i-sleide for høy COP ved dellast. Grunnet en enklere, men effektiv, oljekrets mener GEA også at servicebehovet på disse kompressorene er lavere enn standard skruekompressorer.

Ettersom det er benyttet ammoniakk som kuldemedium, og fordi anlegget er plassert i et campusområde med mye publikum, ble sikkerhetstiltakene i prosjektering ansett som svært viktige.

Det er montert gassdetektorer over hvert aggregat. Gassdetektorene er innstilt på to grenseverdier;

- Lav alarm
    - 300 PPM
    - Nødventilasjon starter og feil sendes til SD-anlegg
- Høy alarm
    - 1000 PPM
    - All spenning til maskinrommet kuttes, for å forhindre brann- og eksplosjonsfare

Det er ved dette anlegget ikke installert skrubber. Nødventilasjon føres ut gjennom en høy skorstein over tak, og det er ingen høyereliggende bygg i nærheten, og det anses dermed ikke som en risiko at ammoniakk skal føre til verken forgiftning eller en panikksituasjon i et publikumsområde.

Kanalene som fører til den nevnte skorsteinen føres gjennom andre rom enn maskinrom. Disse kanalene er derfor heltrukket for å forhindre ammoniakktilførsel til andre rom ved en eventuell lekkasje.

15.7 Fremtidens lovgivning

Dagens og fremtidens ammoniakkanlegg går mot en todeling. Den ene delen av fremtidens ammoniakkanlegg vil handle om plassbygde og spesialbestilte industrianlegg (slik som på Tungregnesenteret). Dette er gjerne anlegg som er plassert unna allfarvei, og som har relativt store fyllinger. For disse anleggene må et regelverk lignende det eksisterende opprettholdes og etterses, av sikkerhet for både anlegg, prosessen eller utstyret som kjøles eller varmes, omgivelser og mennesker som ferdes nær anleggene.

Den andre delen av ammoniakkbransjen går mot standardiserte enheter. Dette er gjerne fysisk mindre og mer kompakte anlegg, med mindre rørføringer og langt lavere fyllingsgrad enn anleggene nevnt tidligere. For slike anlegg, som gjerne er bygd på fabrikk med helt andre sikkerhetsrutiner og utstyrsnivå under ferdigstilling av aggregatene, er feilratene langt lavere enn de er for industrianlegg, som gjerne monteres on-site og med andre former for utstyr.

Det forslås at det tas opp vurdering på hvorvidt alle de omfattende og påkostede anleggsutrustningene som ammoniakkanlegg i dag krever er nødvendig for standardiserte anlegg. Det burde imidlertid først forsøkes å påvises hvorvidt det faktisk er lavere utslippsrater forbundet med slike anlegg.

Spesifikke detaljer som foreslås å studere nærmere er

- Behovet for lave terskelverdier på gassdeteksjonsanlegget
    - Ettersom rommet allerede er gasstett og utstyrt med undertrykksventilasjon skal ikke gass kunne lekke ut fra rommet uansett. Er det da behov for flere stadier med gassalarmer?
    - Det kan være nyttig for å forhindre at en mindre lekkasje går over til noe større, men på den annen side har en også på nyere anlegg seksjoneringsventiler som sørger for at lekket mengde forblir lav ettersom regulatoren skal lukke disse øyeblikkelig ved et detektert utslipp
- Behovet for nød-dusj og øye-dusj
    - Ved en lekkasje vil det være klare signaler fra utsiden av rommet gjennom alarmsystemet om at en ikke bør entre rommet før lekkasjen er håndtert på en forsvarlig måte.
    - Ved påfylling er det i dag svært sikre rutiner som forhindrer lekkasjer i slike situasjoner. Dersom dette reglementet ble fulgt til enhver tid hadde det ikke vært stor risiko for skader. Dessverre er erfaringen slik at det ved fylling og tapping av arbeidsmedium er ulykker oftest forekommer, og da grunnet manglende verneutstyr (Direktoratet for Samfunnssikkerhet og Beredskap (DSB), 2012)

Videre må det presiseres at sikkerhet for publikum alltid skal prioriteres, og behandles som øverste lov i designfase. Sikkerhet skal aldri gå på bekostning av å senke kostnadene for anlegget.

Forslag til sikkerhetsstrategier

Ammoniakk er et godt arbeidsmedium, og det bør ikke utelukkes på grunn av sikkerhetsutfordringene.

Uavhengig av hvordan fremtidens sikkerhetsreglement for ammoniakk blir utformet er det enkelte punkter gitt under som alltid bør følges og vurderes hvorvidt de er ivaretatt på det enkelte anlegg.

- Anlegget må plasseres i et eget maskinrom som er gasstett og utenfor publikumsadgang.
- Rommet må være avlåst og tydelig markert med fareskilt
- Fyllingsmengden bør begrenses mest mulig ved bruk av smarte komponentvalg (for eksempel plate-mantel varmevekslere i stedet for rørkjel-varmevekslere) og korte rørstrekk
- Driftspersonell bør være tilstrekkelig opplært i ammoniakk og risikoene ved dette.
    - Spesifikt bør driftende lage og implementere gode rutiner på håndtering av ammoniakk, da svært mange av de få personskadene som er registrert går på at servicepersonell eller driftende ikke bruker noe eller tilstrekkelig verneutstyr (Direktoratet for Samfunnssikkerhet og Beredskap (DSB), 2012)
    - Det bør også være utarbeidet rømningsplaner, samt at alle rømningsveier må holdes fri til enhver tid.
- Bruk av deteksjonsutstyr anses som fullstendig berettiget, og bør være koblet opp mot systemer som gjør at lekkasjen blir oppdaget fortest mulig. Dette, sammen med seksjoneringsventiler som lukkes ved selv relativt lave verdier for lekkasje, anses som svært gode tiltak

16 Kjøle- og varmegjenvinningsløsninger for prosessanlegg med relativt konstant kjølelast

Det er i tidligere deler av denne oppgaven forsøkt belyst hvordan dette kjøleanlegget fungerer. Dette er imidlertid kun en type teknologi for nedkjøling av prosesser med relativt konstante kjølelaster.

Det vanligste i dag er kanskje enkle tørrkjøler-løsninger i kombinasjon med en standard kjølemaskin. Svært mange kuldeanlegg fungerer slik at kjøler ned prosessen slik som ønsket, og dumper deretter overskuddsvarmen uten at den utnyttes noe videre. Dette vil alltid måtte anses som et termodynamisk tap.

I mange prosessutforminger vil det dessuten være umulig å nytte varmen ved de temperaturnivå prosessen naturlig gir, da den er ved et for lavt temperaturnivå for å nyttes til for eksempel romoppvarming.

Slik har det tidligere gjerne vært tenkt også i forhold til datakjøling. Anlegget på Tungregnesenteret er et pioneranlegg i norsk skala for en ny type dataroms- og serverkjøling, hvor varmen utnyttes ved videreforedling til et høyere temperaturnivå.

Det vil i dette avsnittet først diskuteres innledningsvis rundt prinsipielle måter å foreta varmegjenvinning fra et prosesskjøleanlegg, før det deretter presenteres to anlegg som var aktuelle ved prosjektering av anlegget på Tungregnesenteret. Grunnleggende informasjon, ytelses- og COP-tabeller samt systemskisser og tekniske data gitt er presentert for de to anleggene.

Informasjonen gitt i dette kapittelet om de alternative anleggene, deres ytelse og effektivitet er deretter benyttet i en lønnsomhetsanalyse (se kapittel 16.3).

16.1 Alternative metoder for varmegjenvinning

I prinsippet kan varmegjenvinning skje på to ulike måter;

1. direkte varmegjenvinning fra kuldeanleggets kondensator
2. kondensatorvarmen utnyttes som varmekilde for en varmepumpe

Dersom anlegget henter varme direkte fra kondensatoren, krever dette lave investeringskostnader og gir lave driftsutgifter. En må sjelden gjøre endringer på prosessen for øvrig, og slike anlegg har derfor kort inntjeningstid og generelt høy lønnsomhet.

For å maksimere varmegjenvinningen fra kuldeanlegget kan det installeres flere varmevekslere som henter ut varme ved ulike temperaturnivå. Et slikt design fører til en bedre temperaturtilpasning mellom arbeidsmedium og vannside, og en høyere COP. Dette medfører også forhøyede investeringskostnader, og må ses i hensyn til hvor stort varmebehovet er.

Best temperaturtilpasning og varmeutnyttelse oppnås ved å benytte tre varmevekslere på varm side av anlegget, i følge (Stene, 1993). Det første temperaturløftet foretas da i underkjøleren, hvor vannet blir *forvarmet*. Deretter vil kondensatoren løfte temperaturen betraktelig, før varmebæreren til slutt løftes til ønsket temperatur i en overheter.

Temperaturnivå

Varmegjenvinning kan skje både ved lave og høye temperaturnivå, alt ettersom hvilket temperaturnivå varmebehovet har.

Ved lave temperaturnivå på varmebehovet (for eksempel forvarming av tappevann) vil det alltid være mest gunstig å utnytte kondensatorvarmen ved det temperaturnivået den produseres.

Ved høye temperaturnivå, og spesielt temperaturnivå som ligger over vanlig arbeidsområde for valgt arbeidsmedium, medføres flere utfordringer. Dagens kompressorteknologi gjør at høytrykkskomponenter nå eksisterer og dette muliggjør drift ved temperatur- og trykknivå som før ble ansett som utopiske. I kombinasjon med ekstra varmevekslere (som oljekjølere, overhetere) kan en nytte varme ved et høyere temperaturnivå.

16.2 Presentasjon av to alternative teknologier

16.2.1 Alternativ 1: To-trinns ammoniakkanlegg

Anlegget foreslått i alternativ 1 var et totrinnsanlegg, hvor lavtrykkstrinnet ble drevet av 2 stempelkompressorer og høytrykkstrinnet drives av én skruekompressor.

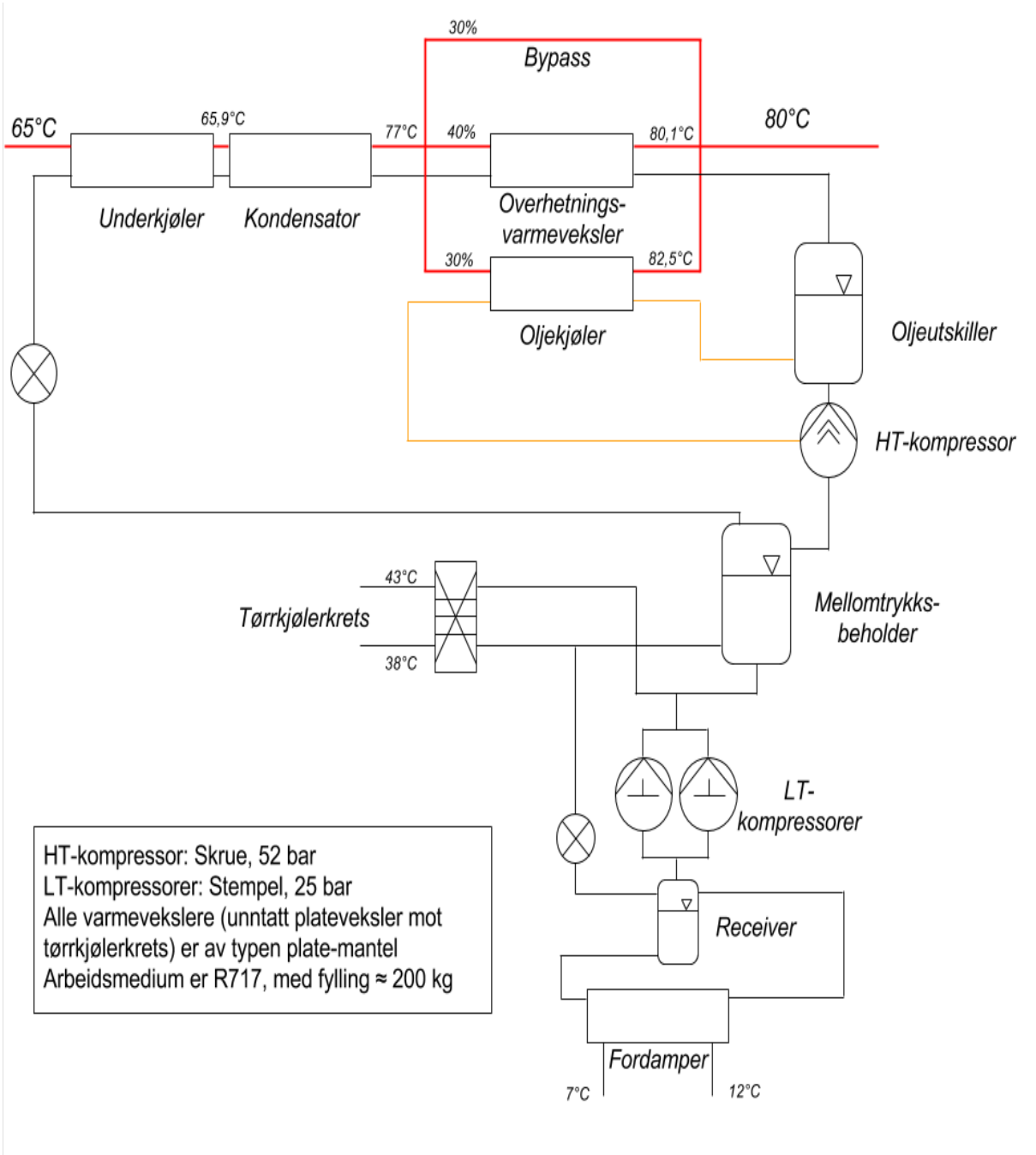
Anlegget var designet for R717 som arbeidsmedium, med en fylling på ca. 200 kg.

Høytrykkssiden på dette anlegget ville lignet på det faktiske anlegget, da høytrykkssiden ville vært utstyrt med både underkjøler, kondensator, oljekjøler og overheter, for optimal temperaturtilpasning for maksimal varmegjenvinning på kondensatorsiden av anlegget. Alle varmevekslere ville vært av typen plate-mantel.

Lavtrykkssiden er i tillegg til fordamper og lavtrykksbeholder for fylt fordampersystem, utstyrt med en plateveksler mot en tørrkjølerkrets, slik at eventuell overskuddsvarme kan dumpes til omgivelsene.

Anlegget var planlagt levert med skrubberløsning for sikkerhet ved eventuell ammoniakklekkasje.

Systemskjema for dette alternativet er presentert i Figur 78.



Figur 78: Prinsipielt systemskjema for alternativ 1: Totrinns ammoniakkanlegg

16.2.1.1 Varme- og kjøleytelser og COP

Varme- og kjøleytelser samt COP beregnet for dette anlegget er beregnet av leverandør som vist i Tabell 23.

Tabell 23: Ytelses- og COP-matrise for 2-trinns anlegg

	Kjøleytelse	**Varmeytelse**	**COP $_{varme}$**	Kommentar
100 % ytelse Utgående vann ved 80 °C	860 kW	1263 kW	2,91	Beregnet ved VSD på kompressor
Utgående vann ved 60 °C	799 kW	-	3,66	-
38/43 °C (vann/glykol) Avgis til tørrkjøler	812	974	- (alt avgis til tørrkjøler) COP kjøling = 4,3	Fra 40 °C inngående vann avgis all kondensatorvarme til tørrkjøler

Det er kun oppgitt dellastegenskaper for varmepumpen i drift mot tørrkjøleren, og disse tallene er presentert i Tabell 24.

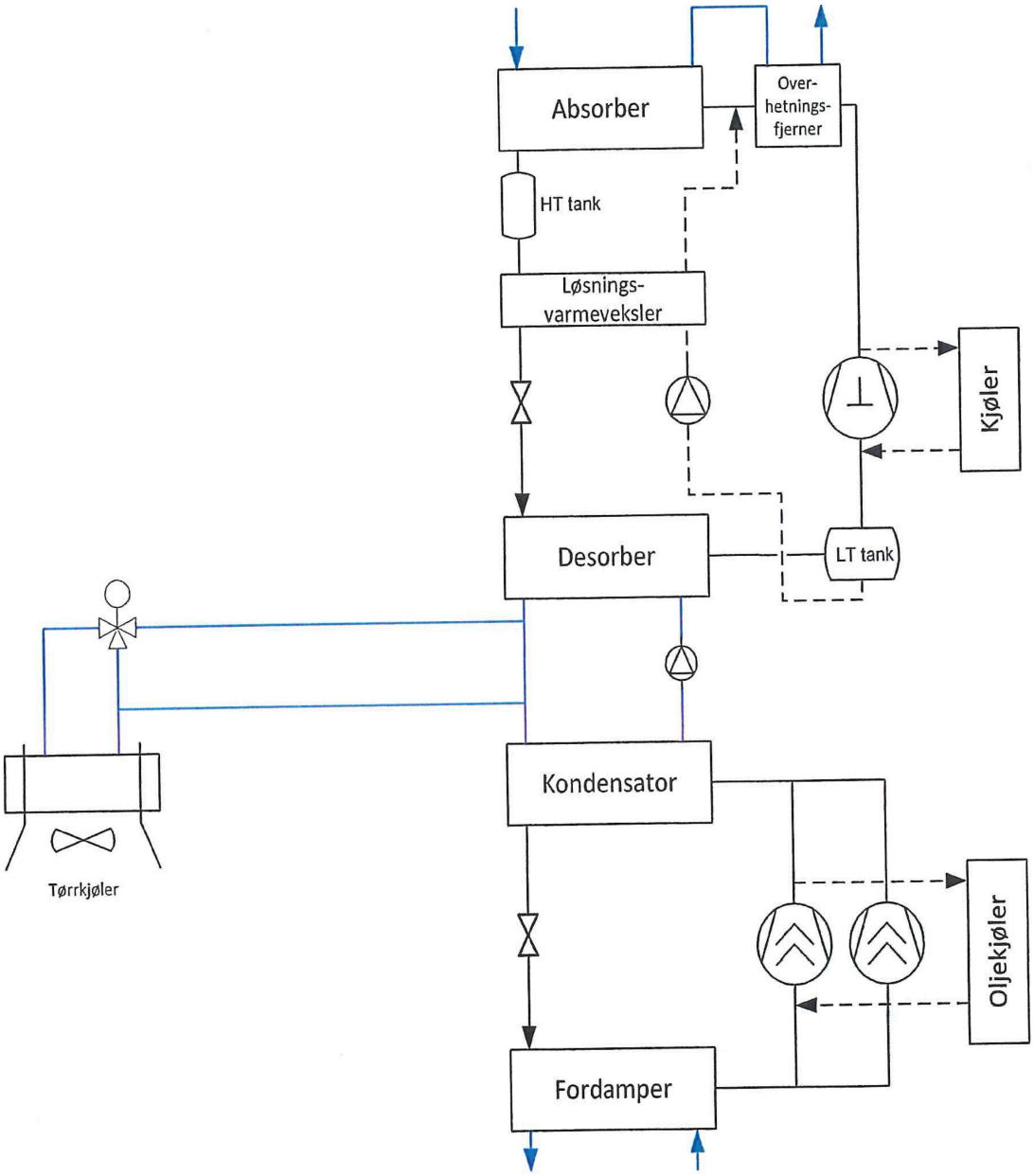
Tabell 24: COP og ytelsesmatrise for 2-trinnsanlegg ved dellast og inngående vanntemperatur på anlegget under 40°C (kun kjøledrift, ingen varmegjenvinning)

	Kjøleytelse	**Varmeytelse**	**COP $_{kjøling}$**
100 %	812 kW	974 kW	2,91
70 %	575 kW	693 kW	3,66
50 %	426 kW	505 kW	4,15
30 %	265 kW	316 kW	4,51

16.2.2 Alternativ 2: To-trinns kaskadeanlegg med kombinasjon av varmepumpe og hybrid/absorpsjons varmepumpe

Et annet alternativt anlegg som var presentert til dette prosjektet var en to-trinns kaskadeanlegg med hybrid varmepumpe kombinert med en tradisjonell varmepumpe.

Systemskjema for dette spesielle anlegget er vist i Figur 79.



Figur 79: Systemskjema for det foreslåtte 2-trinns hybridanlegget med kaskadeutforming.

Kompleks systemutforming med en tradisjonell ammoniakkvarmepumpe i bunn som sørger for kjøleytelsen, tørrkjøler-løsning mellom trinnene for dumping av eventuell overskuddsvarme, samt høytrykkstrinn med hybrid absorbsjonsløsning for oppvarming av vann opp mot 80 °C

Første trinn i denne anleggsutformingen er en tradisjonell varmepumpe med fordamper av typen plate-mantel, to mono-skrue kompressorer, og kondensator som plateveksler. Kompressorene er frekvensstyrte i sitt hovedarbeidsområde mellom 2600 og 1500 RPM, og deretter sleideregulert ned til 40 %. Dersom utgående vann på varm side ønskes til 50 °C leveres dette i sin helhet av denne varmepumpen, og det kan da leveres opp mot 1100 kW varme. Elektromotoren levert på denne anlegget var av typen permanentmagnetmotor, som forventes å ha svært lave tap. Disse tapene skal være lavere enn tradisjonelle asynkronmaskiner (som er det som er på dagens anlegg), samt at de skal kunne føre til økende virkningsgrader for varmepumpeanlegget ved dellast grunnet en flatere profil for tap i motoren.

Det andre trinnet er en hybridvarmepumpe på 1200 kW, med et arbeidsmedium som består av ca. 50/50 vann og ammoniakk. Kompresjonen skjer i en stempelkompressorløsning med hele 12 sylindre, som styres med turtallsregulering mellom 1500 og 700 RPM. Videre nedregulering til 30 % ytelse gjøres ved å justere temperatur inn på denne varmepumpen. Dette gjøres ved å senke temperatur levert fra trinn 1/den vanlige varmepumpen, som bidrar til et lavere fordampningstrykk i den hybride varmepumpen. Produsent mener at dette gir god COP på dellast.

Dette alternativet ble planlagt levert uten skrubber. Plassering var tiltenkt i montert container på tak, og det var planlagt å legge pipe over bygg til blåsing av ventilasjonsluft.

16.2.2.1 Ytelser og COP

Ytelsene på dette anlegget ble oppgitt til å være følgende ved full ytelse og 100 % dellast.

Tabell 25: Ytelsesmatrise for hybrid to-trinns kaskadeanlegg

Ytelse (kW)	**Inngående vanntemperatur / Utgående vanntemperatur (°C)**		
	34/40	**45/60**	**65/80**
Kjøling	800	804	800
Varme	984	--	1289

Ved 40 °C utgående vann fra varm side er kun trinn 1 av anlegget i drift (dvs. den vanlige ammoniakkvarmepumpen).

Effektfaktorene for anlegget ved dellast ble oppgitt til å være som presentert i Tabell 26.

Tabell 26: Effektfaktorer for varme for hybrid to-trinns kaskade løsning ved ulike dellast-forhold.

Svært høye COP-verdier, spesielt ved lave temperaturnivåer. Ved 40 °C utgående vann drives kun lavtrykkssiden av aggregatet.

COP varme (-)		***Inngående vanntemperatur / Utgående vanntemperatur (°C)***		
		34/40	***45/60***	***65/80***
Dellast (%)	30	5,35	3,17	2,58
	50	5,59	3,28	2,67
	70	5,4	3,17	2,58
	100	5,59	3,28	2,67

Produsenten oppgir at COP er beregnet som funksjon av kompressorens akseleffekt.

16.3 Lønnsomhetsanalyse

Det er på bakgrunn av de anleggene presentert i foregående avsnitt foretatt en enkel lønnsomhetsanalyse på bakgrunn av innhentede tilbudsgrunnlag fra de ulike produsentene og entreprenørene.

16.3.1 Om lønnsomhetsanalyser for kjøle- og varmepumpeanlegg

Varmepumpeanlegg er karakterisert ved å ha relativt høye investeringskostnader i forhold til alternative anlegg (for eksempel kjel). Til gjengjeld er gjerne driftskostnadene langt lavere for varmepumpeanlegg, mye grunnet en COP som alltid er større enn 1.

Hvor lønnsomt et varmepumpeanlegg er avhenger av flere ulike forhold;

- Spesifikk investering (kr/kW)
- Årlig kjøle/varmeleveranse
- Anleggets årsvarmefaktor (SPF)
- Energipriser (kr/kWh)

(Stene, 2001)

I forhold til konkurrerende systemer kan også varmepumpeanlegg kreve enkelte merinvesteringer utover selve aggregatene, som

- Endringer på varmeopptaks- og/eller varmedistribusjonssystem, og eventuelle kostnader til termisk lager
- Evt. spisslastsystem (da varmepumpesystemet aldri dimensjoneres for å ta maksimalt effektbehov på varm side)
- Utstyr for regulering, overvåkning og styring av anlegget
    - For eksempel tilknytning til SD-anlegg
- Bygningstekniske arbeider for å imøtekomme krav til varmepumpesystemet
    - For eksempel maskinromutforming, forsterkninger i forbindelse med tilrettelegging for lastbæring (for eksempel for tørrkjølere på tak)
- Rørlegger og elektrikerarbeider

For å foreta en lønnsomhetsanalyse av de ulike alternative teknologiene som var aktuelle for dette anlegget har det blitt vektlagt å gjøre det på så like vilkår som mulig. Det er derfor foretatt følgende forutsetninger

- Ingen bygningstekniske arbeider

    - Et av momentene som gjorde anleggets prosjektering var svært begrenset plass til fysisk plassering av anlegget. Enkelte av anleggene foreslått krevde dette, mens andre teknologier ikke hadde dette behovet. Ettersom det er anleggets lønnsomhet i seg selv som er studert ble denne utgiften bestemt ekskludert fra vurderingsgrunnlaget
- Ingen MVA
- I tilfellene hvor kun katalogpriser er tilgjengelig er det estimert et 15 % pålegg for å gjøre dette sammenlignbart med alternativene

Lønnsomhetsanalysen er utført i Microsoft Excel, og grunnlaget samt beregninger kan finnes i Vedlegg P.

16.3.2 Bakgrunnsinformasjon

16.3.2.1 Tradisjonelt kostnadsbilde

Ettersom effektbehovet for kjøling er tydelig kartlagt av NTNU Drift i anbudsgrunnlaget til å være 800 kW, kan en deretter starte arbeidet med å velge den løsningen som gir de årlige laveste kostnadene. Hvilket anlegg dette blir er avhengig av hvordan de ulike utgiftene i anskaffelse og drift forløper seg, samt hvor mye besparelse en har på varmegjenvinningen i de ulike alternative anleggene. Tradisjonelt består det årlige kostnadsbildet for et kjøle- og varmepumpeanlegg av følgende poster:

- Energikostnader til driften (som elektrisitet til å drive varmepumpen, olje til å drive kjel som spisslast, elektrisitet til å drive panelovner og lignende)
- Servicekostnader forbundet med det valgte anlegget
- Betjeningskostnader
- Kapitalkostnader, typisk renter på lån og avskriving på selve anleggets investeringsverdi

Tradisjonelt er det for kjøle- og varmepumpeanlegg investeringskostnadene eller kapitalkostnadene som utgjør den største posten i en økonomisk analyse av et anlegg. Det skyldes en COP over 1 som betyr et lavere strømforbruk enn for eksempel kjel- og elektriske oppvarmingsanlegg, samt at investeringen per i kr/kW gjerne er langt høyere.

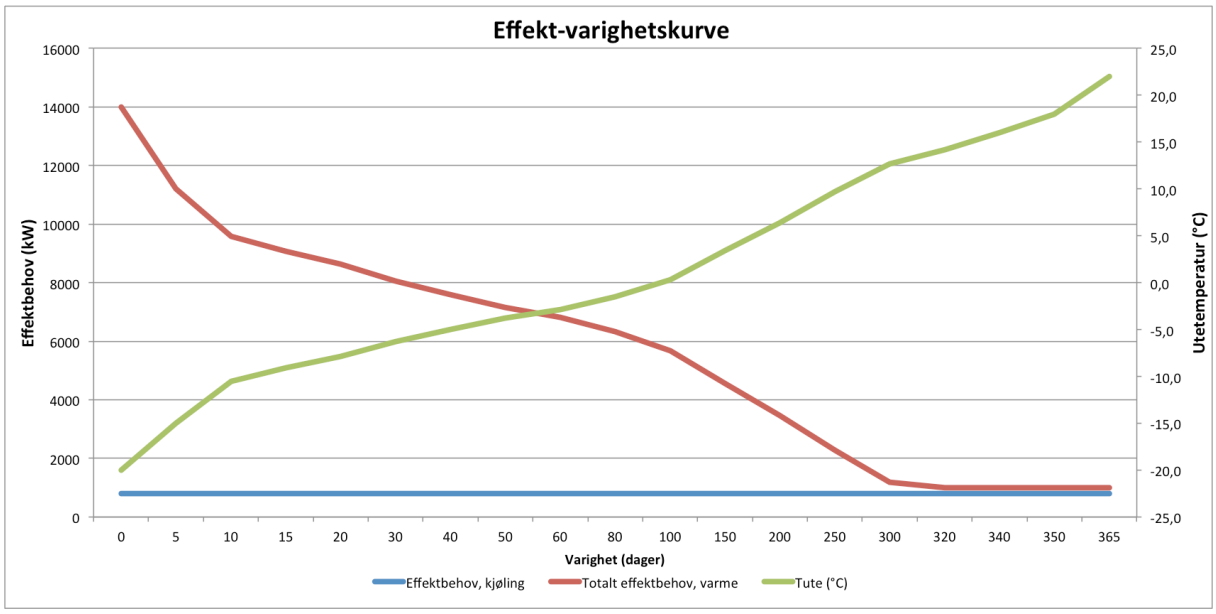
For at investeringen, på tross av en høy ”inngangssum” i form av anleggsprisen, skal være lønnsom er det viktig å tilstrebe at anlegget blir utnyttet fullt ut. På dette anlegget er det antatt å være svært god utnyttelse. Kjølebehovet er antatt å være tilnærmet konstant over hele året.

Varmen skal utnyttes maksimalt etter behovet. Dersom det produseres mer varme enn nettet kan nyttiggjøre sendes varme over tak, men kun dersom det ikke er noen annen måte å utnytte den på.

NTNU Drift arbeider stadig med forbedring av varmenettet, og dette gjør at stadig mer av den interne varmeproduksjonen blir utnyttet. Dette ble også vist i Figur 11, hvor det ble vist at utetemperaturen ikke skal bli mer enn ca. 8-10 °C.

16.3.2.2 Effekt-varighetskurve

På bakgrunn av oppgitt informasjon og klimadata for Trondheim ble det beregnet en effekt-varighetskurve for varme- og kjølebehovet på Gløshaugen og i isvannsnettet. For isvannsnettet er behovet approksimert til 800 kW og det inkluderer derfor ikke kjølebehovet til anleggene som nå planlegges å kobles inn i isvannsnettet. Denne er vist i Figur 80.



Figur 80: Effekt-varighetskurve for NTNU Gløshaugen

Kurven viser den karakteristiske formen med et høyt forbruk svært få dager av året, og at behovet flater ut. Ved ca. 320 dagers varighet ser en at varmebehovet stabiliseres på 1200 kW, og dette tilsvarer behovet for varme til varmtvann og andre sanitærsystemer, samt noe romoppvarming selv om sommeren.

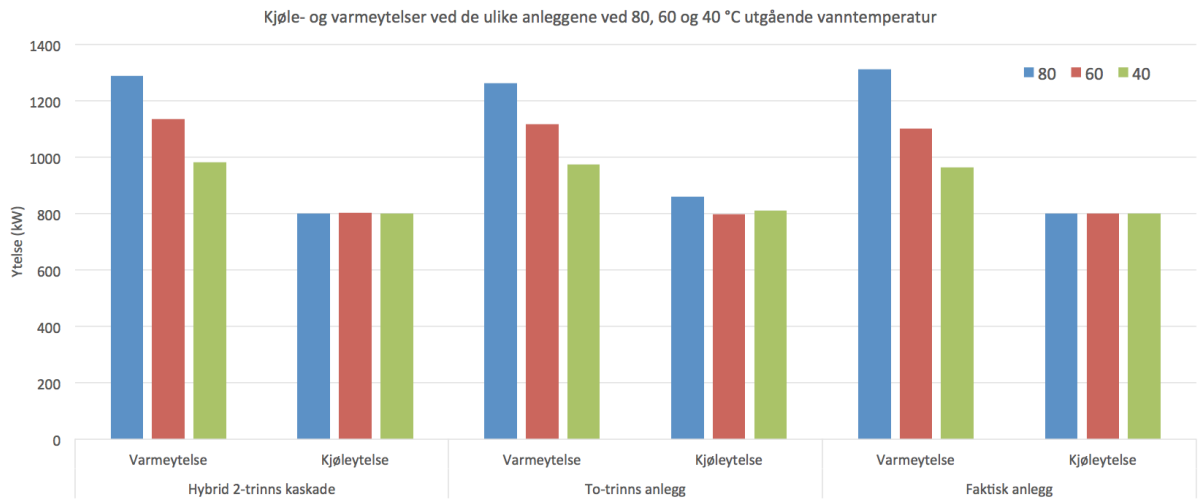
Det som er spesielt interessant ved å gjøre lønnsomhetsberegningen i dette er ikke bare varmebehovet til bygget og resten av Gløshaugen som varierer over året, men også varmeleveransen. Varmeleveransen er avhengig av temperaturnivået inn på anlegget, da dette angir vanntemperatur ut av anlegget, som igjen angir COP, og som analysen har vist – for dette anlegget i det minste, påvirker det varmeytelse særdeles mye. Det har derfor vært svært

vanskelig å estimere den korrekte varmeleveransen for anleggene, og det er gjort enkelte forenklinger for å kunne estimere et tall. Disse vil presenteres i selve analysen.

16.4 Sammenligning av ytelser og COP

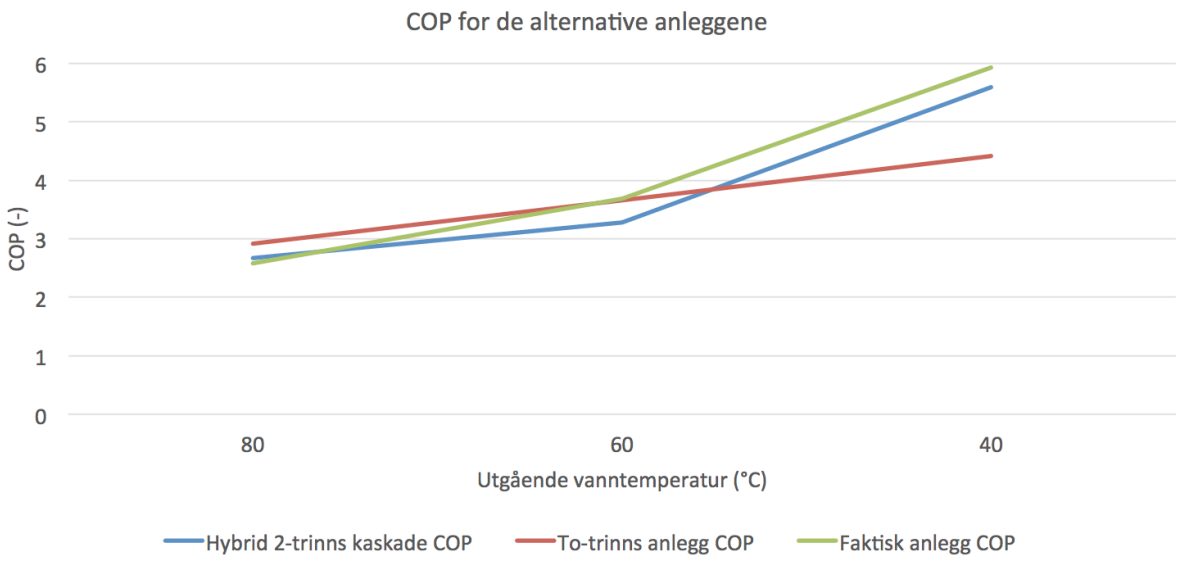
Antall timer i året ved de forskjellige temperaturnivåene er forsøkt tilnærmet på basis av effekt-varighetskurven i forrige avsnitt. Her ble det angitt hvor mange timer av året vi har de ulike varmebehovene og ved hvilke utetemperaturer disse forekommer. Når en ser dette opp mot tur-retur-kurvene for hovedvarmeveksler kan en da tilnærme antall timer av året de ulike temperaturnivåene forekommer. Dette var nødvendig for å kunne approksimere gjennomsnittlig COP over året, SCOP (Seasonal COP), og for å kunne estimere årlig varmeleveranse. Til sammen gir dette oss et bilde av effektiviteten over året til de ulike anleggene og besparelsene det kan medføre.

For å bedre kunne vise anleggenes lønnsomhet er det under presentert grafer hvor det vises tydelig hvordan de tre anleggene sammenlignes mot hverandre. I første graf, Figur 81, er det vist kjøle- og varmeytelser ved 80, 60 og 40 °C utgående vanntemperatur, mens det i Figur 82 er fokusert på COP ved de 3 samme temperaturnivå.



Figur 81: Ytelser ved de ulike anleggene ved ulike temperaturnivå (80, 60 og 40 graders utgående vanntemperatur fra varm side, merket med henholdsvis blå, rød og grønn farge).

Ytelsene er jevnt over høyest på det faktiske anlegget (høyre), men at To-trinns anlegget (midten) har potensiale til levere noe høyere kjøleytelse.



Figur 82: COP for de ulike anleggene studert som alternative løsninger.

Det som skiller seg ut er to-trinns anlegget med en lavere COP på lavere temperaturer, samt at det faktiske anlegget ligger noe over hybridanlegget ved lavere temperaturer

Som figurene viser er det stort sett relativt like ytelser og COP-verdier for alle tre anleggene. To-trinns anlegget skiller seg noe negativt ut ved lavere temperaturnivåer.

16.5 Beregnet mulig varmeleveranse fra de alternative anleggene

Antagelser som ble gjort i forbindelse med den forenklede beregningen av varmeleveranse fra anleggene:

- At COP- og ytelsesverdier i tilbudsgrunnlagene stemmer
- At COP- og ytelsesverdier varierer lineært mellom de oppgitte verdiene
- At anlegget kjører på 100 % kjølelast hele døgnet, hele året. Det vil si kontinuerlig 800 kW kjølebehov
    - Dette er ikke en urimelig antakelse, sett mot hva som ble observert i langtidsloggen. Sett opp mot de kontinuerlige tilkoblingene på isvannsnettet er det ikke urimelig å anta at kjølelasten vil fortsette å være kontinuerlig høy eller til og med økende
- Innledningsvis i mulig varmeleveranse beregnes det som om all varme kan leveres til nettet. Varmebehovet ved høy utetemperatur er lavere enn mulig varmeleveranse, og alt vil derfor ikke kunne utnyttes (noe av kondensatorvarmen må sendes til tørrkjøler).

Tabell 27: Sammenligning av de 3 alternative anleggene basert på mulig årlig varmeleveranse og gjennomsnittlig COP over året

	Hybrid 2-trinns kaskade	2-trinns anlegg	Faktisk anlegg
Årlig varmeleveranse	9 546 432 kWh	9 410 224 kWh	9 325 114 kWh
Gjennomsnittlig COP	3,9	3,7	4,2

I følge Tabell 27 er det det faktiske anlegget som kommer best ut, med en gjennomsnittlig COP over året på 4,2. Det leverer noe mindre varme (221 318 kWh mot hybrid 2-trinnskaskade, og 85 110 kWh mot 2-trinnsanlegget).

Ettersom det store deler av året antas å være lavere varmebehov enn hva som kan leveres, som vår, sommer og høst, tillegges ikke dette stor vekt i vurderingen av lønnsomheten.

16.5.1 Avvik mellom prosjektert verdi og målt verdi

Det ble, på bakgrunn av trendlinjene målt over tid for varme- og kjøleytelser samt COP, beregnet hva som forventes å være gjennomsnittlig COP på anlegget.

Denne beregningen er vist i sin helhet sammen med beregning for årlige varmeleveranser og årlige COP i Vedlegg P.

Som det er presentert i Vedlegg P, er årsgjennomsnittlig COP basert på målingene kun 3,2. Dette er langt lavere enn hva som ble beregnet ved bruk av tallene fra ytelsesmatrisen i prosjekteringsgrunnlaget.

16.6 Kapitalkostnader

Ved bruk av investeringskostnader på de ulike anleggene og en annuitetsfaktor kan årlige kapitalkostnader beregnes. Formelen for annuitetsfaktoren er gitt under.

$$a = \frac{r}{1 - (1 + r)^n}$$

Investeringskostnadene på de ulike anleggene, minus bygningstekniske arbeider som nevnt og begrunnet i 16.3, var oppgitt til å være som vist i Tabell 28.

Tabell 28: Investeringskostnader på de tre sammenlignede anleggene

Faktisk anlegg hadde lavest investeringskostnad

Anlegg	**Investeringskostnad eksl. MVA (NOK)**
To-trinns anlegg	13 517 000
Hybrid to-trinns kaskadeanlegg	10 327 956
Faktisk anlegg	8 778 600

Ved bruk av formelen over for annuitetsfaktoren, a, kan det velges verdier for rente og investeringsperiode (gjerne investeringens levetid), og finne årlige kapitalkostnader på de tre anleggene. Dette er vist for en rente på 4 % og en teknisk levetid på 15 og 20 år.

Tabell 29: Årlige kapitalkostnader for de 3 sammenlignede anleggene

Verdiene er angitt i NOK/år med ulike investeringsperioder. Faktisk anlegg kommer ut med laveste årlige kapitalkostnader

Anlegg	**Årlige kapitalkostnader (NOK/år)** **r = 4%, n=15 år**	**Årlige kapitalkostnader (NOK/år)** **r=4 %, n=20 år**
To-trinns anlegg	1 215 734 NOK/år	994 604 NOK
Hybrid to-trinns kaskadeanlegg	928 907 NOK	759 949 NOK
Faktisk anlegg	789 556 NOK	645 944 NOK

Det faktiske anlegget har altså laveste investeringskostnad og følgelig laveste årlige kapitalkostnader av de presenterte anleggene.

17 Feilkilder og måleusikkerhet

Det er i dette kapitlet diskutert hvilke feilkilder som antas å finnes i målingene som er presentert i de foregående kapitlene. De maksimale feilene for beregningene gjort på anlegget er beregnet ved bruk av Gaussisk feilfordeling, og disse er presentert og diskutert.

17.1 Måleusikkerhet

Alle følere har en viss unøyaktighet. Hvor eksakt målingene i temperaturfølere, trykkfølere og andre følere er påvirker andre tall som blir beregnet ved hjelp av målingen. Eksempler på dette er for eksempel COP og ytelse, som begge er avhengige av verdier fra flere ulike målepunkter. Til sammen betyr alle unøyaktighetene en konkret usikkerhet forbundet med hver beregnede parameter.

For å beregne den maksimale feilen som kan opptre i en beregnet verdi, må først alle usikkerhetene i målingene kartlegges. På dette anlegget og i denne teksten hvor det er fokusert på COP og ytelse, førte det til at nøyaktigheten på temperaturfølerne og opptatt effekt måtte kartlegges. Disse er presentert i Tabell 30.

Tabell 30: Usikkerhet for målepunkter benyttet i beregninger

Føler	**Usikkerhet**	**Enhet**
Temperaturfølere internt i aggregatene	± 0,15	°C
Temperaturfølere på vannstrømmene like ut og inn av aggregatene	± 0,2	°C
Temperaturfølere i energimålere	± 0,1	°C
Vannstrøm vann i energimålere	± 0,5	%
Måling av opptatt effekt	± 5	%

Som Tabell 30 over viser er det svært varierende nøyaktighet på de ulike målepunktene. Spesielt måling av opptatt effekt med ± 5 % av målt verdi skiller seg ut. Dette er en estimert verdi fra produsent, som både de og entreprenøren benytter i sine usikkerhetsberegninger. Disse fastsettes på bakgrunn av standardene ISO/R 916 1968 og NS-EN 12900, hvor blant

annet veiledning for måling av opptatt effekt gis. Her angis ± 5% som øvre grense. Det ble derfor ansett til å være den beste tilnærmingen til den maksimale usikkerheten i opptatt effekt.

Da det er gjort utallige målinger på anlegget måtte det velges et punkt for å beregne størrelsen på feilen. Det ble deretter antatt at feilen for andre målinger er tilnærmet lik i prosentverdi, og at det ikke er skjellig grunn til å anta at det på generell basis er stor forskjell på avvikene målt.

Det ble da valgt referansepunktet 9. april klokken 1010, da dette var hensiktsmessig for å studere feilene som ble observert i dette punktet. Dette ga sammenligningsgrunnlag og en viss kvantifisering av hvilken andel av avvikene som var observert i denne analysen som kunne tilregnes feil i målingene. Dette var spesielt ønskelig å kartlegge grunnet at verdiene målt i referansepunktet hadde gitt bilde av at det var avvik som var betydelig større enn andre (se avsnitt 0). Ved å beregne feilene for nettopp disse målte verdiene ga det støtte til teorier om hva som kan ha bidratt til eventuelle feil i målingene.

Det ble valgt å bruke Gauss' lov om feilforplantning for å beregne feil i tallmessig maksimalavvik (δ) og prosentvis maksimalavvik (α). Dette ble valgt da det ble antatt at alle målingene var uavhengige av hverandre, og dermed fulgte reglene for Gaussisk feilforplantning. Mer om denne metoden og den fullstendige usikkerhetsanalysen med beregninger, formler og verdier er presentert i Vedlegg D-5.

På bakgrunn av feilene gitt i tabellen over og verdiene målt i referansepunktet (se avsnitt 0) er det beregnet maksimale feil for ytelsene og COP-verdiene er beregnet.

Tabell 31: Beregnede avvik for ytelses og COP beregningene gjort i referansepunktet.

Usikkerheten er beregnet ved bruk av Gauss' lov om feilforplanting. Se 0 for fullstendig beregning og metodikk.

	Aggregat/ Anlegget	**δQ kW**	**αQ %**
Kjøleytelse	Anlegget totalt	48,6	6,6
Varmeytelse	Anlegget totalt	61,2	5,2
Varmeytelse Kondensator	1	34,6	6,2
Varmeytelse Oljekjøler	1	18,4	15,0
Varmeytelse Overheter	1	20,5	250,0
Varmeytelse Underkjøler	2	21,0	23,3
Varmeytelse oljekjøler	2	19,8	10,5
Varmeytelse Kondensator	2	22,3	8,0
Varmeytelse Overheter	2	21,2	19,9
		δCOP (-)	αCOP (%)
COP varme	Anlegget totalt	0,204	7,2
COP kjøling	Anlegget totalt	0,147	8,3

De prosentvise feilene viste stort spenn over de ulike varmevekslerne.

Overheterne skilte seg spesielt negativt ut med hele 250 % avvik. Dette samsvarer imidlertid godt med avviket en så mellom kjølemedieside og vannside i RnLib-beregningen presentert i Tabell 9. Der var det beregnet avvik på 275 % mellom det som teoretisk kunne avgis på kjølemediesiden og det som virket til å bli tatt opp på vannsiden av varmeveksleren.

Videre viser beregningene at de maksimale feilene i både ytelse og COP ligger under 10 %. Det er likevel en relativt betydelig mulig feil, men dette skyldes igjen usikkerheten i temperaturfølerne.

Årsaken til at nøyaktigheten på ytelsesmålingene og COP målingene er så lave antas å skyldes at de benytter temperaturfølerne i energimålerne, som er de mest nøyaktige følerne på anlegget.

På underkjøler og overheterne er ytelsen forbundet med høye usikkerheter og maksimale feil. Dette skyldes at deres ytelse beregnes ved bruk av verdier fra temperaturfølerne for henholdsvis inngående og utgående vann fra aggregatene, som er de mest usikre følerne på anlegget. Dette er uheldig, da det påvirker muligheten til å med sikkerhet kunne redegjøre for lønnsomheten av denne investeringen (se avsnitt 16).

17.2 Virkelige vannstrømmer

Det er ikke individuell måling av vannstrømmen til de to aggregatene på anlegget, men kun en felles måler plassert i energimåler på kald side. Derfor må det gjøres antakelser for hvordan vannfordelingen til de to aggregatene er i virkeligheten.

På kald side står fordamperne i parallell. Altså skal isvannet, fordeles mellom de to aggregatene.

Det er kjent at dette ikke er likt fordelt til enhver tid. Dette kan skyldes;

- Ulikt trykkfall i de to fordamperne fører til ulik vannstrøm gjennom dem til enhver tid
- En teori de driftende av anlegget fremstilte var at ved endringer i vannstrømmen (for eksempel grunnet inn- eller utkobling av en varmeveksler ellers i isvannsnettet) vil det kunne være perioder hvor de to aggregatene opplever ulik størrelse på vannstrømmene, da plutselige endringer i strømningene vil kunne forårsake et ”surge” i vannstrømmen.

Det er ingen spesielle teoretiske grunnlag for å anta at trykkfallet i de to fordamperne skal være ulikt. I følge GEA er fordamperne identiske, og er designet for å ha det samme trykkfallet, og tekniske data for disse er gitt i Tabell 32.

Tabell 32: Tekniske data for fordamperne

Modellnavn	GEA EcoFlex LWC 100T H
Type	Par-sveiset platevarmeveksler i ramme
Materiale	AISI 3syrefast rustfritt stål
Designtrykk	16 bar
Maksimalt trykkfall vannside	80 kPa

Serviceansvarlig hos entreprenør rapporterer imidlertid at det er sterk mistanke om forskjellig vannfordeling mellom aggregatene, og de mener selv at dette skyldes ulikt trykkfall i de to fordamperne.

Dersom dette stemmer det kan også forklare at resultatene viste at kjøleytelsen til Aggregat 1 jevnt over loggeperioden var betydelig høyere enn den til Aggregat 2. Dersom vannstrømmen egentlig fordeler seg ulikt mellom de to aggregatene, vil det kunne gi seg til uttrykk med et lavere temperaturfall på isvannet gjennom den fordamperen med høyere vannstrøm.

Det foreslås derfor å utstyre anlegget, og fremtidige anlegg med samme formål om å være studentanlegg, med individuelle vannstrøms-målinger på kald side.

Dette og andre forslag til forbedringer er diskutert ytterligere i avsnitt 14.

17.3 Eksakte avvik i temperaturfølerne

Det ble i løpet av arbeidsperioden med masteroppgaven gjort flere forsøk på å innhente eksakt informasjon om størrelsen på avvikene på de enkelte temperaturfølerne. Dette for å kunne beregne avvik mer eksakt og dermed finne de virkelige ytelsene på anlegget.

Forsøkene havarerte av ulike årsaker. Først var årsaken at stans av aggregatene først ble ansett for å være lite ønskelig fra et driftsmessig perspektiv, og at det kunne være vanskelig å få utført på en sikker måte for andre anlegg.

Etter ytterligere diskusjoner mellom undertegnede, serviceansvarlig og driftende ble det avtalt at det var forsvarlig og ikke medførte fare å stanse aggregatene. Det ble da oppdaget at det er utført forriglinger på aggregatene, som fører til at vannstrømmen på varm side blir sendt i bypass forbi aggregatet når det blir skrudd av/går ut i feil. Dette førte til at det var umulig å lese av avvikene på de ulike temperaturfølerne. Ideelt sett kunne disse enkelt blitt avlest mot vannstrøms-temperaturen på energimåler på varm side av anlegget.

Deretter ble det, 10 dager før innleveringsfrist på masteroppgaven, gjort en planlagt service på aggregatene i forbindelse med 10.000 nådde driftstimer. Det ble da mulig å kartlegge avvikene på varm side.

Dessverre var det grunnet lite tid igjen av arbeidsperioden og at det ville medført at nærmest hele analyse måtte gjøres på nytt besluttet at dette ikke kunne implementeres. For eventuelt videre arbeid er avvikene gjengitt i Tabell 33 og Tabell 34.

Tabell 33: Målte målefeil på Aggregat 1 ved rutineservice ved 10.000 driftstimer i juni 2015.

Merk at romtemperaturen ikke er uniform i hele rommet, og at det på grunn av kabellengde ikke var mulig å plassere alle følerne på samme posisjon, og det er derfor mulig avvik i denne verdien.

Følerpunkt	Målt verdi	Avvik
Referansepunkt: Romtemperatur 24,5 °C		
Varm side inn	24,8	+0,3 °C
Temperatur etter oljekjøler	24,1	-0,4 °C
Temperatur etter kondensator	24,3	-0,2 °C
Varm side ut	24,1	-0,4 °C

Tabell 34: Målte måleavvik i temperaturfølere målt på Aggregat 2 ved rutineservice ifm 10.000 driftstimer.

Alle følerne ble samlet i en bøtte med kaldt vann for å minimere avvik. Fortsatt store avvik på følerne

Følerpunkt	Målt verdi	Avvik fra referanse
Referansepunkt: Målt vanntemperatur 15,4 °C		
Vanntemperatur etter oljekjøler	15,7	+ 0,3 °C
Vanntemperatur etter underkjøler	16,0	+ 0,6 °C
Vanntemperatur etter kondensator	15,7	+ 0,3°C
Varm side inn	16,7	+ 1,3°C
Varm side ut	16,3	+ 0,9°C

Som Tabell 33 og Tabell 34 viser er det fortsatt store måleavvik som er observert, selv om det er gjort tiltak for å minimere mulig varmepåvirkninger. Alle målinger overgår den maksimale feilen på ± 0,15 °C som angitt i teknisk dokumentasjon på følerne. Føleren for romtemperatur og vanntemperatur i bøtten har også et ukjent måleavvik, og det kan derfor også påvirke de målte avvikene.

De største avvikene ble målt på temperaturføleren på varm side inn på Aggregat 2, som ligger +1,3°C i forhold til referansetemperaturen. Til sammenligning er prosjektert økning i vannside gjennom underkjøleren kun 0,2 °C. Avviket er altså langt større enn antatt ΔT for underkjøleren.

Dersom de målte avvikene her stemmer kan det stilles spørsmål til alle beregninger av ytelsesfordelinger som er gjort på anlegget i denne masteroppgaven, og det foreslås derfor til eventuelt videre arbeid å studere dette ytterligere.

18 Diskusjon

Da omfanget av denne oppgaven er svært bredt, og resultatene er svært mange har det vært forsøkt å diskutere relativt fortløpende. Det er derfor i dette kapittelet først og fremst forsøkt å samle trådene fra diskusjonene rundt i de ulike kapitlene, og sette dem sammen til et fullstendig bilde av analysens omfang.

Det vil presenteres funn og avvik, og deretter forsøkt argumentert for opprinnelsen til disse.

Følgende parametere vil diskuteres i dette kapittelet;

- Varme- og kjøleytelser
    - over tid
    - ved ulike temperaturnivå
- COP
    - Over tid
    - Ved ulike temperaturnivå
- Driftserfaringer
    - Service
    - Nedetid på anlegget
- Lønnsomhet

Avslutningsvis vil det også presenteres utfordringer i arbeidet som har gjort at analysen ikke ble som opprinnelig tiltenkt.

18.1 Varme- og kjøleytelser

18.1.1 Kjøleytelser

Kjøleytelsen ble før arbeidet startet antatt å være tilnærmet konstant. Studien har vist at dette var en delvis feilaktig slutning. Kjølebehovet sett over langtidsanalysen viser tendenser til å være relativt konstant rundt 700 kW, med et gjennomsnitt på 640 kW.

Gjennom ukes- og døgnanalysen ble det observert at dersom intervallperioden forkortes eller temperaturnivå på varm side endres kan det tydelig måles hvordan kjøleytelsen endres. Dette skjer altså ved endrede kjølebehov (som viser seg gjennom lavere inngående isvannstemperatur) eller endrede dimensjonerende temperaturer (økte inngående vanntemperaturer på varm side).

Det er kartlagt at kjøleytelsen i begge aggregatene synker med ca. 2 % av total kjøleytelse for hver grads økning av inngående vanntemperatur. Dette ble funnet både ved å studere langtidsloggene og under varme-testen.

På den ene siden bør fordamperytelsen fra et termodynamisk standpunkt øke ved lavere temperaturnivå, da en på grunn av to-faseområdets form får en lavere entalpi-verdi ved utløpet av henholdsvis kondensator og underkjøler ved lavere kondenseringstrykk. Det er også dette som vises i datagrunnlaget, at kjøleytelsen er på sitt laveste ved høye temperaturnivå, men at denne er under de 800 kW som den ble prosjektert for å levere.

Den maksimalt målte verdien for inngående temperatur ble i Figur 42 målt til å være 63 °C, og anlegget leverte da 562 kW. Ved ekstrapolering av kurven for kjøleytelse viste den at ytelsen ved maksimalt temperaturnivå ville være kun 540 KW, og kun 67,5 % av prosjektert kjøleytelse. Men dette er kun et svært begrenset datasett, som også har en vesentlig usikkerhet, som i kapittel 17 ble beregnet til å være

Det er grunn til å tro at vannstrømmen på kald side ikke fordeler seg 50/50 mellom de to aggregatene, da Aggregat 1 alltid er observert til å ha høyere kjøleytelse enn Aggregat 2.

Aggregat 2 har vist å ha lavere fordampningstemperatur og fordampningstrykk enn Aggregat 1. Dette kan skyldes en annen fyllingsgrad på Aggregat 2, hvor væskenivået i væskeutskiller er observert til å være høyere (henholdsvis 3 og 6 av lysene på væskestaven er tent på de to aggregatene). En for høy fyllingsgrad kan føre til en senket fordampningstemperatur.

18.1.2 Varmeytelser

Varmeytelsene har over loggingen vist et mer stabilt forløp ved ulike temperaturforhold enn kjøleytelsen og loggingen har vist at den holder et jevnt høyere nivå enn kjøleytelsen. Dette var forventet.

I prosjekteringsgrunnlaget var det lagt til grunn en ΔQ_{varme} mellom de to aggregatene på ca. 60 kW, hvor Aggregat 2 ble dimensjonert med en maksimal avgitt varmeeffekt på 688 kW, mens Aggregat 1 skulle kunne levere 626 kW i dimensjoneringspunktet (80°C utgående vanntemperatur).

Til sammenligning var det i referansepunktet 64 kW mellom varmeytelsen på de to aggregatene (Tabell 6), og gjennomsnittlig over langtidsloggingen ble det observert 133 kW i forskjell (Tabell 10).

Varmeytelsen er altså jevnt over høyere for Aggregat 2 enn for Aggregat 1, men det varierer med temperaturnivå hvor mye høyere produksjonen er i de to aggregatene. Dette er også vist i figurene i vedlegg (Figur 88, Figur 89, Figur 90), hvor ytelsesfordelingen og total varmeytelse varierer med temperaturnivå .

Varmeytelsene viste seg i langtidsloggingen å være relativt uavhengige av utetemperatur, og faller kun ca. 0,25 % av maksimal avgitt varmeytelse per grads økning i inngående vanntemperatur.

Varmeytelsen er funnet til å være en funksjon av kjøleytelsen. Varmeytelsen ligger i størrelsesorden gjennomsnittlig på 1,6-1,7 ganger kjøleytelsen.

18.2 COP

Fokus når det kom til både COP og ytelser i denne oppgaven viste seg etter varme-testen å dreie seg fra å handle om drift og COP i et tidsperspektiv, til å heller fokusere på drift under varierte temperaturforhold.

I virkeligheten er dette å anse som to sider av samme sak, ettersom anlegget drives under ulike temperaturforhold avhengig av utetemperaturen som bestemmer temperatur ut av hovedvarmeveksler, som igjen bestemmer temperatur inn på anlegget. Dette påvirker deretter kondensatortrykket, som bestemmer mengden energi tilgjengelig på høytrykkssiden av aggregatene. Dette ble presentert i avsnittet om Reguleringsstrategi.

18.2.1 Gjennomsnittlig COP over tid

For å ta COP i et tidsperspektiv først; Gjennomsnittlig over langtidsloggingen kommer anlegget ut med følgende gjennomsnittlige COP-verdier:

- COP kjøling = 1,74
- COP varme = 2,82

Som gir en total COP, eller et totalt energiutbytte på 4,56. Dette betyr 78 % energisparing sammenlignet med et rent elektrisk system med η_{el}=1.

18.2.2 COP i referansepunktet

I RnLib analysen av referansepunktet ble det oppnådd høyere verdier for COP. Disse ble beregnet til følgende:

- COP kjøling = 2,04
- COP varme = 2,65

Som gir en total COP, eller et totalt energiutbytte på 4,7. Dette betyr 78,7 % energisparing sammenlignet med et rent elektrisk system med $\eta_{el} = 1$.

18.2.3 COP ved ulike reguleringsformer

Gjennom sleidetesten ble det funnet at COP-verdiene på aggregatene synker drastisk når kjøleytelsen til aggregatene reguleres under 50 % av maksimal ytelse. Som vist i Figur 51 og Figur 53 ligger COP relativt stabilt og høyt fra 100% ytelse og ned til ca. 50-60 % ytelse, hvorpå den synker svært raskt. Fallet i COP er målt til å være ca. 0,7 % i Aggregat 1 og ca. 1,5 % i Aggregat 2 per prosentpoengs avtagning i kjøleytelse.

Dette skyldes bytte av reguleringsform, fra turtallsregulering til sleideregulering, som fører til høyere tap i kompressoren.

18.3 Drift

Kompressorene

Det har vært to servicer på anlegget i løpet av arbeidet med prosjekt- og masteroppgaven og servicepersonell har da rapportert begge gangene at kompressorene ser ut som ubrukte. Alle kulelagre ser uskadede ut, og rotorene i kompressoren viser ingen tegn til mekanisk skade.

Oljeretursystem

Oljefilter har blitt byttet ved hver av de to nevnte servicene, selv om det ikke har vært noen tegn til smuss på disse. Oljeprøver har blitt tatt, uten tegn til fremmedlegemer i oljen. Det automatiske oljeretursystemet fungerer svært bra, noe også ytelsene målt i oljekjøleren viser.

Skrubbersystem

Skrubberen er et av punktene hvis drift ikke lengre er som først prosjektert, selv om den fungerer svært godt slik konstruksjonen er nå. Som det ble beskrevet i prosjektoppgaven, (Risnes, 2014), opplevde man ved et mindre utslipp på anlegget at skrubberen ikke klarte absorbere tilstrekkelige mengder med ammoniakk, selv med utstrakt bruk av resirkulasjon. Dette skyldtes den eksoterme reaksjonen som forekommer når ammoniakk absorberes i vannet, og at graden av absorpsjon varierer med temperaturen på vannet. Det ble satt inn en liten platevarmeveksler mot nettvann, og dette har løst denne utfordringen på enkel måte.

Skrubberen må etterfylles med vann ca. 3 ganger i uken, og dette gjøres av driftspersonell i forbindelse med standard sjekk på anlegget.

Nedetid

Det er i løpet av langtidsanalysen kommentert enkelte driftsstanser på anlegget. Det kommer imidlertid ikke helt frem i det grafiske grunnlaget for langtidsanalysen, hvor det var fokus på å vise generelle trender over lengre tidsperioder. Små perioder med nedetid kommer derfor ikke til syne tilstrekkelig på dette bildet.

Det ble i langtidsloggene sortert på hvor mye av tiden de to aggregatene var nede;

- Aggregat 2 var nede 5,8 % av analyseperioden
- Aggregat 1 var nede 0,8 % av analyseperioden
- Anlegget som helhet, altså begge aggregater, var nede 0,35 % av analyseperioden

I tilbudsgrunnlaget var det spesifisert at det var krav om minimum 98 % oppe-tid på anlegget som ble levert. Dette er altså ikke møtt for Aggregat 2 i løpet av denne perioden.

Det finnes ingen oversikt over årsaken til de ulike feilene som har forårsaket driftsstanser, og det gjøres derfor ikke noe forsøk i å forklare hvorfor Aggregat 2 har så høy andel nede-tid i forhold til Aggregat 1.

Det kan skyldes utfordringer som kommer med å arbeide mot et så høyt trykknivå, og at dette skaper ekstra påkjenning for systemet og gjør det mindre motstandsdyktig mot raske endringer i systemparametere.

18.4 Lønnsomhet

I sammenligning med et to-trinns anlegg og et to-trinns hybrid kaskadeanlegg ble anlegget valgt funnet til å ha høyest års-gjennomsnittlig COP ved bruk av oppgitte COP-matriser fra produsentene.

I tillegg var årlig forventet varmeleveranse, basert på ytelsestabeller fra produsentene, i samme størrelsesorden for de tre anleggene. Dette ble vist i Tabell 27 og det er derfor ikke vurdert til å være stor forskjell her. Det er i denne sammenheng også viktig å notere seg at anlegget ikke ville kunne levere all varme til nettet, men at noe må avgis til tørrkjøler (vår, sommer og høst). Derfor bør ikke varmeleveranse være tillagt størst vekt i avgjørelsen om anleggsvalg.

Da det ble undersøkt årlige kapitalkostnader ved ulike levetider og et fast rentenivå i Tabell 28, kom også det valgte anlegget best ut av de tre anleggene og hadde klart laveste årlige kostnader forbundet med investeringen.

På den annen side ble kurver for COP og varmeytelse fra denne analysen brukt til å beregne års-gjennomsnittlig varmeleveranse og COP for anlegget. Års-gjennomsnittlig COP ble da funnet å være et helt poeng under det beregnet ved bruk av ytelsestabeller.

Dette kan tyde på at anlegget ikke fungerer like bra i drift som ytelsestabellene anga. Imidlertid må dette vurderes opp mot avvik funnet i analysen, som kan påvirke beregnet årsgjennomsnittlig COP i en negativ retning.

18.5 Utfordringer i arbeidet som har svekket analysen

Det ønskes avslutningsvis å diskutere rundt enkelte momenter som har ført til at analysen ikke er like fyldig som opprinnelig ønsket og planlagt.

18.5.1 Dataverktøy

En av dem har vært arbeidet med loggene. Fordi oppløsninger er så høy (hvert 10.minutt) og loggeperioden er så lang (februar til mai) er datasettet særdeles omfattende. Dette har gjort arbeidet i Microsoft Excel svært utfordrende. Det har periodevis vært preget av utallige avbrytelser og gjenopprettinger av programmet, da Excel ikke er laget for å håndtere så store datasett. Dette har ført til at analysedelen har tatt svært mye tid, og tiden har ikke strukket til for å presentere alle resultatene som opprinnelig var ønsket å vise.

Om arbeidet skulle vært gjort på ny ville det vært anbefalt å legge inn tid i oppgavebeskrivelse og masteroppgavearbeidet til å lære og mestre et alternativt programmeringsspråk for håndtering av større datamengder.

Phyton eller *MatLab* vil være typiske anbefalte alternativ.

18.5.2 Manglende og varierende teknisk grunnlag

Selv om grunnlaget oppgitt for komponentene på anlegget er svært omfattende, er det også av særdeles ulik kvalitet. Dette varierer fra komponent til komponent og produsent til produsent.

Mye av dokumentasjonen som ble gitt for å danne basis for denne oppgaven var driftsdokumenter som forteller svært detaljer om installasjon og feilsøking på komponentene. Det er detaljert, omfattende og svært god dokumentasjon for denne typen bruk. For å gi et bilde av komponenten og grunnlag for å sammenligne den opp mot alternative teknologier har den dessverre feil fokus, og har for lite informasjon om tekniske aspekter.

Det er for eksempel ikke oppgitt u-verdier for noen av varmevekslerne, ikke oppgitt dimensjonerende temperaturer for overheterne, ikke oppgitt varmeoverføringsareal i noen

varmevekslere. Det som er gjengitt i denne oppgaven er innhentet manuelt ved å etter-kontakte produsenter og leverandører, og det har tatt mye ekstra tid. Det burde derfor vært gjort et større arbeid i forkant av masteroppgaven med å innhente ytterligere informasjon som beskrev komponentene i teknisk dybde.

18.5.3 Målefeil og ingen mulighet til å måle avvik

Det ble tidlig klart at det var måleavvik i flere av følerne. Det ble da ved flere anledninger forsøkt å skape situasjoner hvor disse kunne måles.

Først ble det forsøkt å stenge av et og et aggregat og deretter vente til temperaturnivået i aggregatet hadde stabilisert seg. Dette ble gjort da det først var trodd at vann ville fortsette å sirkulere forbi aggregatets varmevekslere på varm side, slik at temperaturen på dette målt i energimåler kunne danne referansen for avvikene. Dessverre er aggregatene forriglet på en slik måte at vannet automatisk går i bypass forbi aggregatet når det skrus av eller går ut i feil. Dette førte til at referansepunktet ble manglende og selv om en etter hvert kunne se relativt stabile verdier på de ulike følerne ble avviket mellom dem fortsatt stort (opp mot 0,8-2 °C), som tydet på at restvarme regjerte og preget alle verdier.

18.5.4 For bredt omfang

Oppgaven har vist seg å bli svært lang, og inneholder svært mye ulik data og mange typer resultater. Tallgrunnlaget for langtidsanalysen bygger på hele 9758 datasett med målte verdier på anlegget, og i tillegg til dette kommer grunnlaget for varmetest og sleidetest. I tillegg var det planlagt å rette fokus mot alternativ teknologi for prosesskjøleanlegg og gjøre en lønnsomhetsvurdering på det aktuelle anlegget mot alternativ teknologi.

Grunnet det store datasettet og de utfordringene som har vært med håndteringen av dette, samt at det var så mange interessante funn i datasettet har den opprinnelige oppgaveteksten muligens blitt for stor. Nå som oppgaven er ferdig kunne man med fordel fokusert kun på analyse av måledata fra SD-anlegget. Det hadde muliggjort å gå ytterligere i dybden på de mest interessante temaene, i stedet for å kun gå overfladisk på flere tema.

19 Konklusjon

Kjøle- og varmeytelsene er over tid vist å være relativt stabile. Varmeytelsen er over tid funksjon av levert kjøleytelse og temperaturnivå på varm side. Økende temperaturnivå på varm side senker kjøleytelse i hvert aggregat med ca. 2% av total kjøleytelse per grads økning, mens varmeytelse kun synker med ca. 0,25 % av maksimal avgitt varmeeffekt.

Fordelingen av varmeytelse på hver varmeveksler er vist til å være uavhengig av kjøle- og varmeytelse, men svært temperaturavhengig. Det er økende ytelser fra oljekjølere og overhetere ved økende temperaturnivå på varm side. Det er avtagende tendenser i kondensatorytelsen ved økende inngående vanntemperatur. Dette skyldes termodynamisk større energimengder å hente på overhetningssiden av høytrykksnivået ettersom trykket øker, og et noe smalnende to-faseområde ved økende trykk. Til sammen bidrar dette til utviklingen i fordelingen.

Det er berettiget å installere ekstra varmevekslerne. Spesielt er dette vist gjennom data-loggene for følgende varmevekslere:

- Underkjøler, som gir et bidrag ca. 8-9 % av total varmeytelse, og økende ytelse med temperaturnivå
- Oljekjøler i begge aggregater, som gir et bidrag på ca. 11 og 17 % av total varmeytelse i referansepunktet, og økende ytelser ved økende temperaturnivå
- Overheter i Aggregat 2, som gir et bidrag på 9 % av total varmeytelse i referansepunktet, og økende ytelser ved økende temperaturnivå

Det er imidlertid ikke bevist hvorvidt overheteren i Aggregat 1 gjør et stort bidrag. Målingene viser varierende ytelser, men alle er svært lave. Det er grunn til å tro at det er føleravvik på temperaturfølerne på denne varmeveksleren, og grunnet en svært lav endring i vanntemperatur gjennom denne varmeveksleren blir ikke bidraget observert.

COP-verdiene ble funnet til å falle svært raskt for de to ulike reguleringsformene, og fra ca.50% ytelse og ned til 10 % ser et fall i COP på 0,7-% og 1,5% per prosentpoengs endring i kjøleytelse, grunnet bruk av sleideregulering. Fra 50 -100 % ytelse er COP relativt stabil, grunnet bruk av turtallsregulering.

I sammenligning med andre alternative anlegg for samme formål er anlegget funnet til å være konkurransedyktig, da det forventes å ha en årlig varmeleveranse i samme størrelsesorden som sammenlignede anlegg i denne analysen, samt en høyere årsgjennomsnittlig COP, og lavere årlige kapitalkostnader.

20 Kilder

ASHRAE 2013. *Safety standard for refrigeration systems - ANSI/ASHRAE Standard 15-2013,* Atlanta, Ga., American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

BEISVÅG, J. K., BRYN, I., HØYE, O.-E. & LANGLIE, K. 2014. Kjøleanlegg for isvann - Vurdering av isvannstemperaturer, kondens, energibruk og kostnader. *FoU-prosjekt for Erichsen & Horgen*.

CHAMOUN, M., RULLIERE, R., HABERSCHILL, P. & PEUREUX, J. L. 2013. Modelica-based modeling and simulation of a twin screw compressor for heat pump applications. *Applied Thermal Engineering,* 58**,** 479-489.

DIREKTORATET FOR SAMFUNNSSIKKERHET OG BEREDSKAP (DSB) 2012. Tilsyn med ammoniakk kuldeanlegg i perioden 2006-2010.

EBRAHIMI, K., JONES, G. F. & FLEISCHER, A. S. 2014. A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 31**,** 622-638.

FAHLÉN, P. 2012. *Capacity control of heat pumps* [Online]. Available: http://www.rehva.eu/publications-and-resources/hvac-journal/2012/052012/capacity-control-of-heat-pumps-full-version/.

GANGOPADHYAY, R. K. & DAS, S. K. 2008. Ammonia leakage from refrigeration plant and the management practice. *Process Safety Progress,* 27**,** 15-20.

GLANZ, J. 2012. Power, Pollution and the Internet. *The New York Times*, 22.09.2012.

GOOGLE. 2013. *Our Mobile Planet* [Online]. Available: think.withgoogle.com/mobileplanet/no/ [Accessed 09.03.15 2015].

INCROPERA, F. P., BERGMAN, T. L., DEWITT, D. P. & LAVINE, A. S. 2006. *Fundamentals of heat and mass transfer,* New York, Wiley.

KOMMUNAL- OG MODERNISERINGSDEPARTEMENTET 2012. Meld. St. 23 (2012-2013): Digital Agenda for Norge - IKT for vekst og verdiskaping. Online.

LORENTZEN, G. 1988. Ammonia: An excellent alternative. *International journal of Refrigeration,* 11**,** 248-252.

MEINHOLD, B. 2011. *Green Mountain Data Centre is buried underground and cooled by Norway's Fjords* [Online]. Available: http://inhabitat.com/green-mountain-data-center-is-buried-underground-and-cooled-by-norways-fjords/ [Accessed 05.06. 2015].

MICHELSEN, L.-H. P. 2014. *Green Mountain Data Centre -- Kanditat til Spirprisen 2014* [Online]. http://energiogklima.no/spirprisen/kandidat-green-mountain-data-centre/. Available: http://energiogklima.no/spirprisen/kandidat-green-mountain-data-centre/ [Accessed 05.06 2015].

PACHAI, A. C. & INT INST, R. 2014. Next Generation of Efficient NH3 Refrigeration Systems. *3rd Iir International Conference on Sustainability and the Cold Chain,* 2014**,** 614-622.

RISNES, H. 2014. *Analyse av høytemperatur ammoniakk kjøle- og varmepumpeanlegg ved NTNU.* Prosjektoppgave Prosjektoppgave, Norges Teknisk-Naturvitenskapelige universitet, NTNU.

SHAW, D. N. 1988. Screw Compressors: Control of Vi and Capacity - The Conflict. *International Compressor Engineering Conference,* Paper 627.

SINTEF, N. 2007. *ENØK i bygninger: effektiv energibruk,* Oslo, Gyldendal undervisning.

STENE, J. 1993. *Varmepumper: industrielle anvendelser,* Trondheim, SINTEF.

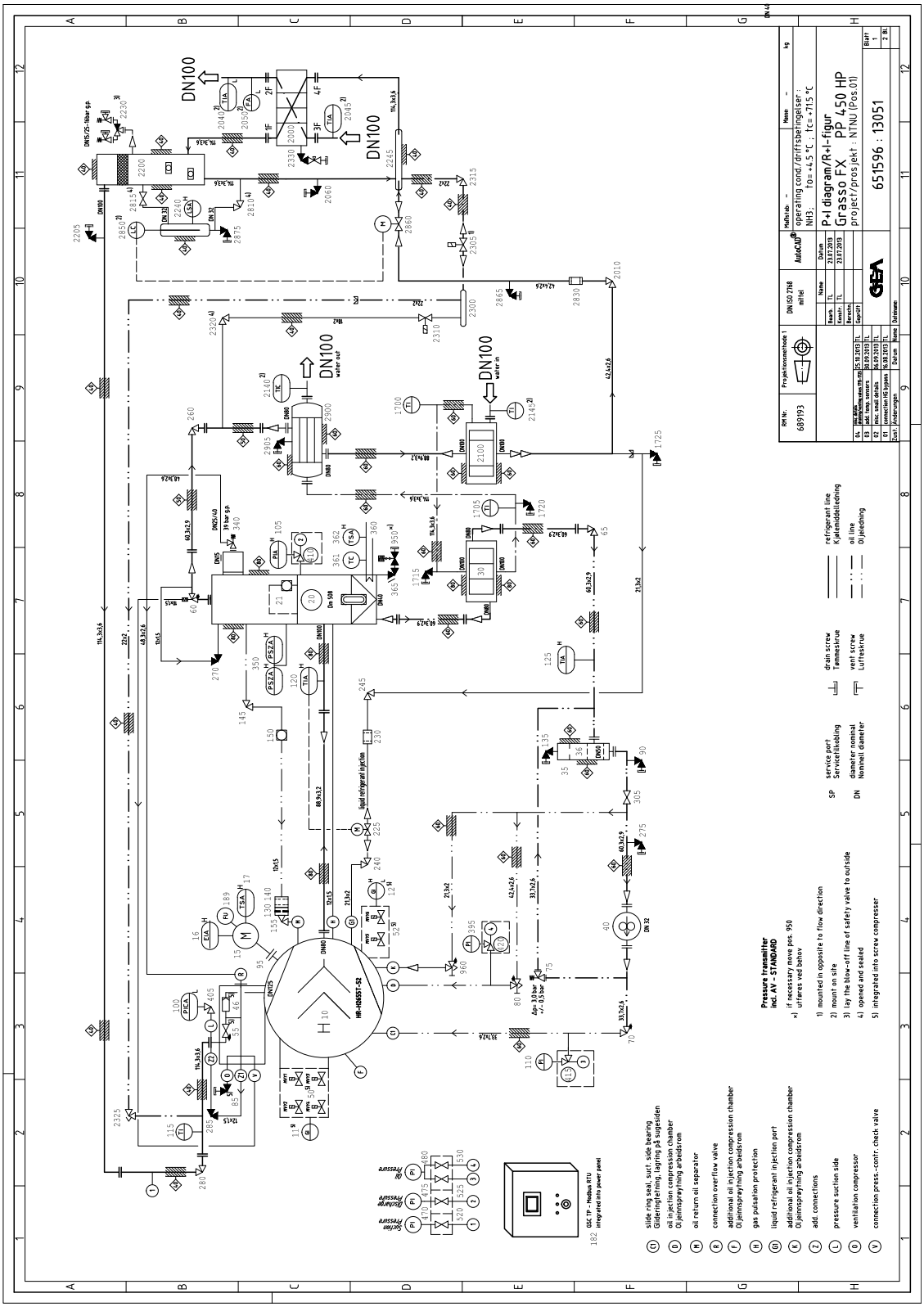
STENE, J. 2001. *Varmepumper: grunnleggende varmepumpeteknikk,* Trondheim, SINTEF.

STENE, J. 2004. *Residential CO_2 heat pump system for combined space heating and hot water heating,* Trondheim, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.

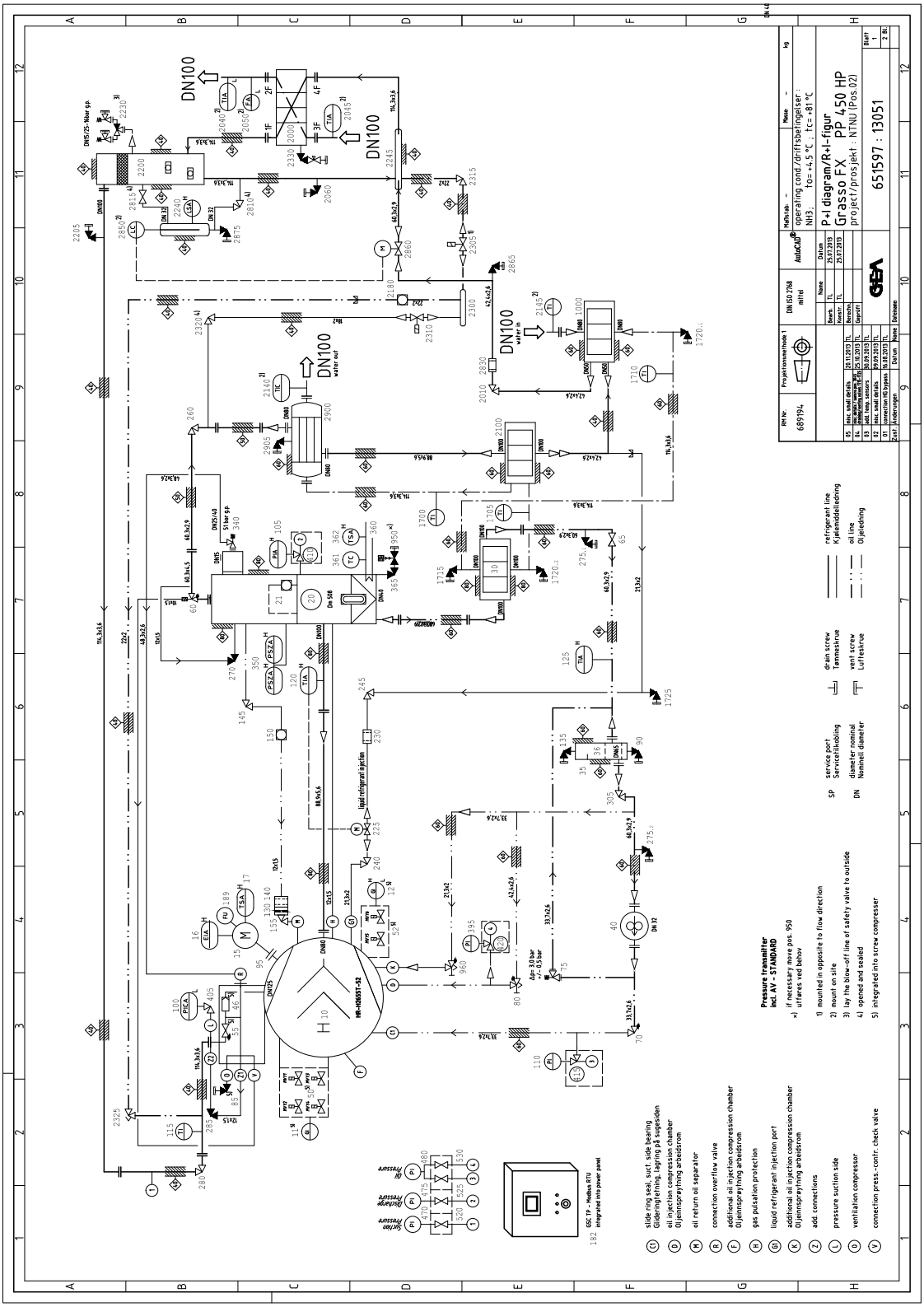
ZIJDEMANS, D., STENSAAS, L. I., RØED, S., SKJEVRAK, G. & PALM, A. 2014. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer,* Oslo, Skarland press.

21 Vedlegg

Vedlegg A Detaljert systemskjema Aggregat 1



Vedlegg B Detaljert systemskjema Aggregat 2



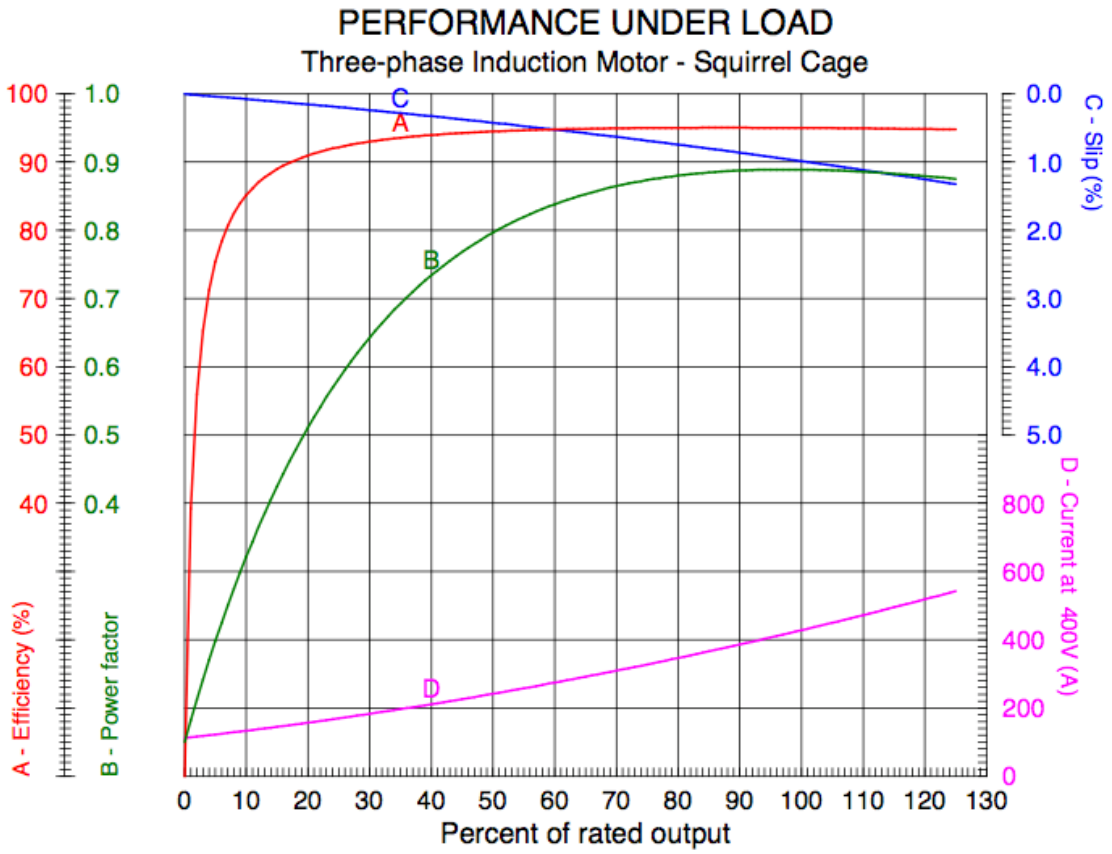
Notis væskeinnsprøytning kompressor:

Det nevnes svært kort at det er oppsatt føringer for væskeinnsprøytning i kompressor på detaljert systemskjema som er vist i Vedlegg A og Vedlegg B. Dette er også et mulig tiltak for å senke trykkgasstemperaturen, men det er altså ikke i bruk.

Væskeinnsprøytningen fungerer etter signal fra føler 120 dersom trykkgasstemperaturen overstiger 115 °C, som fører til at ventil 225 åpnes.

Under installasjonen av anlegget ble imidlertid ventil 240 lukket, slik at væskeinnsprøytningen ikke brukes i praksis.

Vedlegg C Motorkarakteristikk og virkningsgrad for elektromotoren i Aggregat 1



Varm side inn		*Varm side ut*	
Gjennomsnitt	51,013	Gjennomsnitt	64,037
Standardfeil	0,027	Standardfeil	0,031
Median	51,000	Median	64,300
Modus	50,500	Modus	64,000
Standardavvik	2,634	Standardavvik	3,074
Utvalgsvarians	6,936	Utvalgsvarians	9,447
Kurstosis	2,135	Kurstosis	1,146
Skjevhet	0,036	Skjevhet	-0,388
Område	23,000	Område	27,800
Minimum	39,700	Minimum	47,600
Maksimum	62,700	Maksimum	75,400
Sum	497526,400	Sum	624550,100
Antall	9753,000	Antall	9753,000
Størst(1)	62,700	Størst(1)	75,400
Minste(1)	39,700	Minste(1)	47,600
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,052	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,061

Varm side inn		*Varm side ut*	
Gjennomsnitt	51,013	Gjennomsnitt	64,037
Standardfeil	0,027	Standardfeil	0,031
Median	51,000	Median	64,300
Modus	50,500	Modus	64,000
Standardavvik	2,634	Standardavvik	3,074
Utvalgsvarians	6,936	Utvalgsvarians	9,447
Kurstosis	2,135	Kurstosis	1,146
Skjevhet	0,036	Skjevhet	-0,388
Område	23,000	Område	27,800
Minimum	39,700	Minimum	47,600
Maksimum	62,700	Maksimum	75,400
Sum	497526,400	Sum	624550,100
Antall	9753,000	Antall	9753,000
Størst(1)	62,700	Størst(1)	75,400
Minste(1)	39,700	Minste(1)	47,600
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,052	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,061

Isvann inn		*Isvann ut*	
Gjennomsnitt	11,619	Gjennomsnitt	7,251
Standardfeil	0,008	Standardfeil	0,010
Median	11,600	Median	7,000
Modus	11,600	Modus	6,800
Standardavvik	0,765	Standardavvik	0,975
Utvalgsvarians	0,585	Utvalgsvarians	0,950
Kurstosis	0,327	Kurstosis	4,414
Skjevhet	0,418	Skjevhet	2,114
Område	6,100	Område	8,500
Minimum	8,400	Minimum	5,500
Maksimum	14,500	Maksimum	14,000
Sum	113319,000	Sum	70716,600
Antall	9753,000	Antall	9753,000
Størst(1)	14,500	Størst(1)	14,000
Minste(1)	8,400	Minste(1)	5,500
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,015	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,019

Vannstrøm kald side		*Kjøleytelse*	
Gjennomsnitt	130,153	Gjennomsnitt	640,498
Standardfeil	0,052	Standardfeil	1,434
Median	130,900	Median	676,401
Modus	130,800	Modus	0,000
Standardavvik	5,025	Standardavvik	141,574
Utvalgsvarians	25,252	Utvalgsvarians	20043,216
Kurstosis	9,229	Kurstosis	11,442
Skjevhet	-2,470	Skjevhet	-3,251
Område	59,600	Område	929,814
Minimum	95,300	Minimum	-109,554
Maksimum	154,900	Maksimum	820,260
Sum	1228647,300	Sum	6246776,241
Antall	9440,000	Antall	9753,000
Størst(1)	154,900	Størst(1)	820,260
Minste(1)	95,300	Minste(1)	-109,554
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,101	Konfidenskoeffisient(95,0%)	2,810

I Tabell 30: Usikkerhet for målepunkter ble det presentert data om nøyaktigheten til de ulike målepunktene på anlegget og beregnede maksimalavvik. Vedlegg D forklarer hvordan disse ble beregnet ved hjelp av usikkerhetsanalyse.

Prinsipper for usikkerhetsanalyse

Metoden for usikkerhetsanalyse som er beskrevet her er *Gauss' lov om feilforplantning.* Den kalles også *varians* eller *kovariansforplantning*. Denne metoden er beskrevet i (Stene, 2004) og (SINTEF, 2007).

Denne loven sier at om en har en funksjon, eller mengde, som er utregnet på bakgrunn av ulike stokastiske variable (for eksempel observerte verdier), vil det totale forventede standardavviket til funksjonen, eller den *absolutte usikkerheten*, være gitt etter formelen angitt i Gauss' lov om feilforplantning.

For at en skal kunne bruke Gauss' lov om feilforplantning og resultatene være gyldige må følgende krav være oppfylt:

- Hver av målingene må være uavhengige av hverandre
- Ved gjentatte målinger ville en sett en Gaussisk fordeling over målingene
- Usikkerheten i hver måling må være uttrykt med det samme konfidensintervall

Dersom kravene er oppfylt kan en da la R være en funksjon som er beregnet ved bruk av en ligning som består av ulike parametere. I ligningen har vi satt inn et sett målinger, hvor X_i til X_n er individuelle, stokastiske variable.

$$R = R\ (X_1 X_2 X_3 \dots X_n)$$

Den absolutte usikkerheten til R, eller den maksimale feilen, kan da finnes ved å bruke en kombinasjon av summasjon, kvadratrot og kvadrering på effektene til de individuelle målingene. Dette er definert som følger:

$$\partial R = \pm \sqrt{\left[\sum_{i=1}^{n} (\frac{\partial R}{\partial X_i} \partial X_i)^2\right]}$$

Her er ∂X_i usikkerheten til variabelen eller målingen X_i. Den partiellderiverte av R med hensyn til X_i er endringen i R ved endring i X_i, eller sensitivitetskoeffisienten til R med hensyn på X_i. Altså vil hver del i summen i ligningen gi feilen som den enkelte variabelen bidrar med til R.

Den *relative* usikkerheten til R er naturligvis da definert som den absolutte usikkerheten dividert på R. Man angir dette ofte i prosent, og ligningen blir da

$$\alpha R = \left(\frac{\partial R}{R}\right) \cdot 100\%$$

Usikkerhet i ytelsesberegninger

Varme- og kjøleytelsene presentert i denne oppgaven er beregnet ved bruk av følgende ligning:

$$Q = \Delta T \cdot \dot{V} \cdot \rho_{vann} \cdot C_{p,vann}$$

hvor ΔT er temperaturfallet eller temperaturøkningen over komponenten som studeres [°C], $\dot{V}$ er vannstrømmen på aktuell side av anlegget (enten kald eller varm side) [m^3/s], ρ_{vann} er tettheten til vann [kg/m^3] og $C_{p,vann}$ er varmekapasiteten til vann [kJ/kgK].

Ved bruk av Gauss' lov om feilforplantning får vi at den absolutte feilen til ytelsene er:

$$\partial Q = \pm \sqrt{\left[\rho_{vann} \cdot C_{p,vann} \cdot \Delta T \cdot \partial \dot{V}\right]^2 + \left[2 \cdot \rho_{vann} \cdot C_{p,vann} \cdot \dot{V} \cdot \partial T\right]^2}$$

For vannets tetthet og dets varmekapasitet er det brukt tabulerte verdier for disse, og verdien er angitt for middeltemperaturen til aktuell varmeveksler.

For temperaturmålingene var det en usikkerhet på ± 0,1, 0,15, eller 0,2 °C og for vannstrømmene ± 0,5 %.

Ettersom det er gjort utallige målinger på anlegget er det i praksis ikke mulig å beregne usikkerheten i alle ytelser som er beregnet med alle målingene. Det er derfor beregnet for referansepunktet, og for alle varmevekslere.

Tabell 35: Den absolutte og relative usikkerheten i total varme- og kjøleytelse for anlegget, basert på målinger i vannkretsene

	Total varmeytelse	Total kjøleytelse	Kondensator, Aggregat 1	Oljekjøler, Aggregat 1	Overheter, Aggregat 1
∂Q [kW]	± 48,6	± 61,2	± 34,6	± 18,4	± 20,5
αQ [%]	± 6,6	± 5,2	± 6,2	± 15,0	± 250,0
	Underkjøler, Aggregat 2	**Oljekjøler, Aggregat 2**	**Kondensator, Aggregat 2**	**Overheter, Aggregat 2**	
∂Q [kW]	± 20,9	± 19,8	± 22,3	± 21,2	
αQ [%]	± 23,3	± 10,5	± 8,0	± 19,9	

Usikkerhet i COP-beregninger

COP for et kombinert varme- og kjøleanlegg er definert som

$$COP = \frac{Q}{W},$$

hvor Q er varme- eller kjøleytelse [kW] (for henholdsvis COP_{varme} og $COP_{kjøling}$) og W er elektrisk effekt til kompressoren [kW].

I følge Gauss' lov om feilforplantning er den absolutte feilen til en COP-beregning:

$$\partial COP = \pm\sqrt{(\frac{1}{W}\partial Q)^2 + (-\frac{Q}{W^2}\partial W)^2}$$

Dette gir for verdiene målt i referansepunktet avvikene vist i Tabell 36, i anleggets beregnede COP-verdier.

Tabell 36: De maksimale feilene i COP-beregningene

	COP $_{\text{kjøling}}$	**COP** $_{\text{varme}}$
∂COP [−]	± 0,15	± 0,20
∂COP[%]	± 8,3	± 7,2

Fullstendige usikkerhetsberegning, hentet fra Excel

		Anlegget		Aggregat 1		
	Enhet	Kjøleytelse	Varmeytelse	Kondensator	Oljekjøler	Overheter
δQ	kW	48,72	60,28	32,35	18,15	17,11
αQ	%	7 %	5 %	6 %	15 %	212 %
ρ_vann	kg/m3	999,70	984,72	985,70	984,72	984,72
Cp_vann	kJ/kgK	4,193	4,183	4,182	4,182	4,182
Δ T	K	4,7	14,4	6,8	1,5	0,1
Vannstrøm	m3/s	0,0377	0,0196	0,0196	0,0196	0,0196
δT - feil i tempfølere	K	0,10	0,10	0,15	0,15	0,15
δV - feil i vannstrøm	m3/s	0,0019	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010
Q	kW	742,08	1161,58	548,94	120,97	8,06

		Aggregat 2			
	Enhet	Underkjøler	Oljekjøler	Kondensator	Overheter
δQ	kW	17,68	19,45	21,90	17,84
αQ	%	20 %	10 %	8 %	17 %
ρ_vann	kg/m3	984,23	983,20	982,16	980,55
Cp_vann	kJ/kgK	4,185	4,187	4,188	4,188
Δ T	K	1,1	2,3	3,4	1,3
Vannstrøm	m3/s	0,0196	0,0196	0,0196	0,0196
δT - feil i tempfølere	K	0,15	0,15	0,15	0,15
δV - feil i vannstrøm	m3/s	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010
Q	kW	88,73	185,42	273,88	104,55

		COP	
	Enhet	Kjøling	Varme
δCOP (-)	-	0,15	0,20
αCOP (%)	%	8 %	7 %
W (kW)	kW	416,00	416,00
Q (kW)	kW	742,08	1 161,58
δQ (kW)	kW	48,72	60,28
δW (kW)	kW	20,80	20,80
COP	-	1,78	2,79

Feil i tempføler i energimålere	0,1	K
Feil i ytre tempfølere (inn/ut av agg)	0,15	K
Feil i indre tempfølere	0,15	K
Feil i vannstrøm	0,5	%
Feil i effektmåling	5 %	%

NTNU – TUNGREGNESENTERET - MÅLT KAPASITET / COP

Kapasitet %	Temp. utg. kond °C	Pådrag pr kompressor %	Total kjøleeffekt kW	Total varmeffekt kW	Kompressor 1 opptatt effekt kW / rpm	Kompressor 2 opptatt effekt kW / rpm	COP Målt / minimum
100	80	100+100	700-750	1250	238 / 3200	315 / 3580	2,26 / 2,22
100	60	100+100	744	1000	133 / 2490	203 / 3162	2,98 / 3,17
100	40	100+100	800	986	70 / 2250	109 / 2700	5,15 / 5,10
70	80	70+70					
70	60	70+70	610	880	120 /2200	170 / 2560	3,03 / 2,92
70	35	70+70	562	660	45 / 1606	65 / 1800	6,0 / 4,56
50	80	100+0					
50	60	100+0					
50	30	100+0	400	470	73 / 2280	--	6,44 / 4,70
30	80	60+0					
30	60	60+0					
30	30	60+0	240	275	36 / 1600	--	7,63 / 4,03

Sted	**Dato**	**Signatur**
Trondheim	**27/5-2014**	**Ulf Larsen**

Varm side inn		*Varm side ut*	
Gjennomsnitt	51,09237947	Gjennomsnitt	64,46741835
Standardfeil	0,069046401	Standardfeil	0,080930292
Median	50,7	Median	64,3
Modus	50	Modus	64,2
Standardavvik	2,476062099	Standardavvik	2,902228424
Utvalgsvarians	6,130883517	Utvalgsvarians	8,422929828
Kurstosis	5,790636151	Kurstosis	7,005135678
Skjevhet	2,112192563	Skjevhet	-0,318359192
Område	16,5	Område	27,8
Minimum	46,2	Minimum	47,6
Maksimum	62,7	Maksimum	75,4
Antall	1286	Antall	1286
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,135456046	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,158770003

Vannstrøm varm side		*Varmeytelse*	
Gjennomsnitt	70,42363919	Gjennomsnitt	1094,562894
Standardfeil	0,016205913	Standardfeil	3,493394898
Median	70,3	Median	1119,615375
Modus	70,1	Modus	1142,505
Standardavvik	0,581157686	Standardavvik	125,276083
Utvalgsvarians	0,337744256	Utvalgsvarians	15694,09697
Kurstosis	134,1263224	Kurstosis	46,32003316
Skjevhet	8,629481435	Skjevhet	-5,80962238
Område	11,7	Område	1309,753875
Minimum	68,6	Minimum	-9,334875
Maksimum	80,3	Maksimum	1300,419
Antall	1286	Antall	1286
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,031792952	Konfidenskoeffisient(95,0%)	6,853383404

Isvann inn		*Isvann ut*	
Gjennomsnitt	11,58297045	Gjennomsnitt	7,225427683
Standardfeil	0,020112437	Standardfeil	0,024254234
Median	11,6	Median	7,1
Modus	12,3	Modus	6,8
Standardavvik	0,721248945	Standardavvik	0,869777249
Utvalgsvarians	0,520200041	Utvalgsvarians	0,756512463
Kurstosis	-0,483042133	Kurstosis	11,00349397
Skjevhet	-0,137003792	Skjevhet	2,616194452
Område	4,7	Område	8,5
Minimum	8,8	Minimum	5,5
Maksimum	13,5	Maksimum	14
Antall	1286	Antall	1286
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,039456818	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,047582243

Vannstrøm kald side		*Kjøleytelse*	
Gjennomsnitt	132,3166407	Gjennomsnitt	670,0825369
Standardfeil	0,082321668	Standardfeil	2,384277395
Median	132,2	Median	687,909375
Modus	131,9	Modus	0
Standardavvik	2,952124328	Standardavvik	85,50219532
Utvalgsvarians	8,715038045	Utvalgsvarians	7310,625405
Kurstosis	12,36935129	Kurstosis	31,93466033
Skjevhet	-1,863689415	Skjevhet	-4,579897657
Område	35,8	Område	929,814
Minimum	108,2	Minimum	-109,554
Maksimum	144	Maksimum	820,26
Antall	1286	Antall	1286
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,161499621	Konfidenskoeffisient(95,0%)	4,677503577

Aggregat 1 (40 bar)

Punkt i prosessen	Beskrivelse av punkt og hvordan verdien er funnet	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	T [°C]	P [bar]
1	Utløp fordamper, innløp kompressoren. Basert på målt fordampertrykk og metningskurven til R717 ved målt trykk (mettet gass, antar x=1 grunnet resirkulasjonsfordamper)	1626,23	6,15	2,4	4,69
2	Virkelig utløp av kompressoren. Basert på målt kompressorarbeid (W=185 kW) og teoretisk kompressorarbeid i $h_{2,is}$, dermed approksimert isentropisk virkningsgrad for kompressoren, η_{is}=0,62	2018,5	6,48	181,19	24,8
$2_{isentropisk}$	Utløp av kompressoren hvis isentropisk kompresjon (ingen tap).	1876,99	6,15	128,76	24,8
2_{olje}	Utløp oljekjøler, innløp overheter. Basert på målt verdi for trykkgasstemperaturen, T_{tg}=75,3 °C og målt kondensatortrykk	1716,76	5,72	75,3	24,8
Sat.gas (Mettet gass)	Antar mettet gass ved kondensatortrykk, og finner fra metningskurven til R717. Utløp av overheter, innløp kondensator.	1651,74	5,53	57,96	24,8

3	Utløp av kondensator, innløp til ekspansjonsventil. Basert på metningskurven til R717 ved målt kondensatortrykk, og antar mettet væske.	642,53	2,48	57,8	24,8
4	Utløp av ekspansjonsventil, innløp til fordamper. Basert på antatt isentalpisk ekspansjon.	642,53	2,58	2,4	4,69

$$\Delta h_{is} = h_{2,is} - h_1 = 250{,}76 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{kompressor,} = h_2 - h_1 = 392{,}27 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{oljekjøler} = h_2 - h_{2,olje} = 301{,}74 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{overheter} = h_{2,oil} - h_g @\ 24{,}8\ bar = 65{,}02 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{kondensator} = h_g @ 24{,}8\ bar - h_3 = 1009{,}21 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{fordamper} = h_1 - h_4 = 983{,}7 \frac{kJ}{kg}$$

$$VRC = \frac{\Delta h_{fordamper}}{\rho_1} = 261{,}7\ kJ/m^3$$

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{fordamper}}{\Delta h_{fordamper}} = \frac{\dot{4}65\ kW}{983{,}7\ kJ/kg} = 0{,}473\ kg/s$$

$$\dot{V}_{inns} = v_1 \cdot \dot{m}_r = 0{,}266 \frac{m^3}{kg} \cdot 0{,}473 \frac{kg}{s} = 0{,}1257 \frac{m^3}{s} = 452{,}7 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_r \cdot \Delta h_{is} = 113{,}6\ kW$$

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{kompressor}} = 0{,}639 = 63{,}9\ \%$$

$$\%\ av\ kompressoreffekt\ avgitt\ i\ oljekjøler = \frac{\Delta h_{oljekjøler}}{\Delta h_{kompressor}} = 76{,}9\ \%$$

Aggregat 2 (52 bar)

Punkt i prosessen	Beskrivelse av punkt og hvordan verdien er funnet	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	T [°C]	P [bar]
1	Utløp fordamper, innløp kompressor. Basert på målt fordampertrykk og metningskurven til R717 ved målt trykk (mettet gass, x=1 grunnet resirkulasjonsfordamper)	1621,62	6,21	-1,8	4,01
2	Virkelig utløp kompressor. Basert på målt kompressorarbeid (W=231 kW) og teoretisk kompressorarbeid i $h_{2,is}$ → isentropisk virkningsgrad for kompressoren, η_{is}=0,53	2205,04	6,79	253,84	29,3
$2_{isentropisk}$	Utløp kompressor hvis isentropisk kompresjon (ingen tap).	1930,26	6,21	152,12	29,3
2_{olje}	Utløp oljekjøler, innløp overheter. Basert på målt verdi for trykkgasstemperaturen, T_{tg}=85,3 °C og målt kondensatortrykk	1728,99	5,69	85,3	29,3
Sat.gas (Mettet gass)	Antar mettet gass ved kondensatortrykk, og finner fra metningskurven til R717. Utløp av overheter, innløp til kondensator.	1648,94	5,46	64,85	29,3
3	Utløp kondensator, innløp underkjøler. Basert på metningskurven til R717 ved målt kondensatortrykk, og antar mettet væske.	678,65	2,59	64,74	29,3

$3_{underkjølt}$	Utløp underkjøler, innløp ekspansjonsventil. 6 grader underkjøling antatt	647,05	2,49	58,74	29,3
4	Utløp ekspansjonsventil, innløp fordamper. Basert på antatt isentalpisk ekspansjon.	642,53	2,58	2,4	4,01

$$\Delta h_{is} = h_{2,is} - h_1 = 308{,}64 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{kompressor} = h_2 - h_1 = 583{,}42 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{oljekjøler} = h_2 - h_{2,olje} = 476{,}05 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{overheter} = h_{2,oil} - h_g@29{,}3\ bar = 79{,}96 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{kondensator} = h_g@29{,}3 - h_3 = 970{,}29 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{underkjøler} = h_3 - h_{3,underkjølt} = 31{,}6 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{fordamper} = h_1 - h_4 = 969{,}36 \frac{kJ}{kg}$$

$$VRC = \frac{\Delta h_{fordamper}}{\rho_1} = 300{,}5\ kJ/m^3$$

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{fordamper}}{\Delta h_{fordamper}} = \frac{\dot{3}86\ kW}{969{,}36\ kJ/kg} = 0{,}398\ kg/s$$

$$\dot{V}_{inns} = v_1 \cdot \dot{m}_r = 0{,}31 \frac{m^3}{kg} \cdot 0{,}398 \frac{kg}{s} = 0{,}124 \frac{m^3}{s} = 444{,}1 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_r \cdot \Delta h_{is} = 122{,}8\ kW$$

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{kompressor}} = 0{,}529 = 52{,}9\ \%$$

$$\%\ av\ kompressoreffekt\ avgitt\ i\ oljekjøler = \frac{\Delta h_{oljekjøler}}{\Delta h_{kompressor}} = 81{,}6\ \%$$

Aggregat 1

AGGREGAT 1 -- 40 bar		
Arbeidsmedium	**R717**	[-]
Kjøleytelse	465,00	[kW]
Fordampningstemperatur	2,40	[°C]
Kondenseringstrykk	24,80	[bar]
Kompressor		
Isentropisk virkningsgrad	0,64	[-]

Fordamper	**Inn**	**Ut (1)**	
Arbeidsmedium temperatur	2,40	2,40	[°C]
Trykk	4,69	4,69	[Bar]
Dampkvalitet (x)	0,22	1,00	[-]
Entalpi	642,53	1626,23	[kJ/kg]
Entropi	2,58	6,15	[kJ/kgK]
Massestrøm	0,47		[kg/s]
Vann utgående temp.	-	5,90	[°C]
Vann inngående temp.	-	11,80	[°C]
Vann massestrøm	-	67,80	[m3/h]

Kompressor	**Inn (1)**	**Ut (2_2')**	
Trykk	4,69	24,80	[Bar]
Trykkløft	5,29		[-]
"Isentropisk" entropi (2)	6,15	6,15	[kJ / kg]
"Isentropisk" entalpi (2)	1626,23	1876,99	[kJ / kg]
"Isentropisk" temperatur (2)	2,40	128,76	[°C]
Entalpi	1626,23	2018,05	[kJ / kg]
Temperatur	2,40	181,19	[°C]
Entropi	6,15	6,48	[kJ / kg K]
Elektrisk effekt, teoretisk		118,54	[kW]
Elektrisk effekt, virkelig		185,22	[kW]

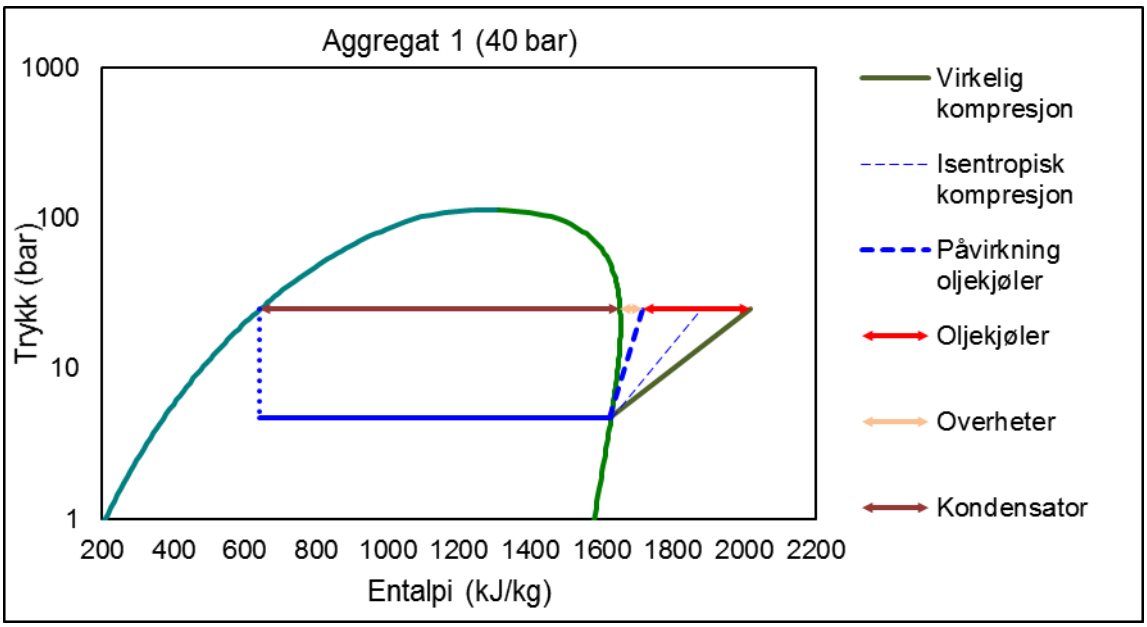
Oljekjøler	Inn (2_2')	Ut (3)	
Trykk	24,80	24,80	[Bar]
% av kompressorarbeid	77 %		[-]
Entalpi	2018,05	1716,74	[kJ / kg]
Temperatur	181,19	75,29	[°C]
Entropi	6,48	5,72	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	142,43	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	122,79	[kW]
Vann utgående temp.	-	57,10	[°C]
Vann inngående temp.	-	55,60	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

Overheter	Inn (3)	Ut (4)	
Trykk	24,80	24,80	[Bar]
Entalpi	1716,74	1651,74	[kJ / kg]
Temperatur	75,29	57,96	[°C]
Entropi	5,72	5,53	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	30,72	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	8,19	[kW]
Vann utgående temp.	-	57,20	[°C]
Vann inngående temp.	-	57,10	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

Kondensator	Inn (4)	Ut (5)	
Trykk	24,80	24,80	[Bar]
Entalpi	1651,74	642,53	[kJ / kg]
Temperatur	57,96	57,80	[°C]
Entropi	5,53	2,48	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	477,06	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	392,92	[kW]
Vann utgående temp.	-	55,60	[°C]
Vann inngående temp.	-	50,80	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

Ekspansjonsventil	Inn (5)	Ut (6)	
Trykk	24,80	4,69	[Bar]
Entalpi	642,53	642,53	[kJ / kg]
Temperatur	57,85	2,40	[°C]
Entropi	2,48	2,58	[kJ / kg K]

RESULTATER 1:	VIRKELIG	
Varmeytelse	523,89	[kW]
Elektrisk effekt	185,22	[kW]
COP (kjøling) :	**2,51**	[-]
COP (varme) :	**2,83**	[-]
COP (kjøling + varme) :	**5,34**	[-]



AGGREGAT 1 – 40 bar						
Komponent	**Q_{R717}., kW**	**Q_{vann}, kW**	**Diff., %**	**Tvann,ut, °C**	**Tvann,inn, °C**	**M_{vann}, kg/s**
Fordamper	465,00	465,00	0,00 %	5,90	11,80	18,83
Kondensator	477,06	392,92	21,41 %	55,60	50,80	19,58
Oljekjøler	142,43	122,79	16,00 %	57,10	55,60	19,58
Overheter	30,72	8,19	275,32 %	57,20	57,10	19,58

Aggregat 2 (52 bar)

AGGREGAT 2 – 52 bar		
Arbeidsmedium	**R717**	[-]
Kjøleytelse	386,00	[kW]
Fordampningstemperatur	-1,80	[°C]
Kondenseringstrykk	29,30	[bar]
Kompressor		
Isentropisk virkningsgrad	0,53	[-]

Fordamper	**Inn**	**Ut (1)**	
Arbeidsmedium temperatur	-1,80	-1,80	[°C]
Trykk	4,01	4,01	[Bar]
Dampkvalitet (x)	0,23	1,00	[-]
Entalpi	647,05	1621,64	[kJ/kg]
Entropi	2,61	6,21	[kJ/kgK]
Massestrøm	0,40		[kg/s]
Vann utgående temp.	-	6,90	[°C]
Vann inngående temp.	-	11,80	[°C]
Vann massestrøm	-	67,80	[m3/h]

Kompressor	**Inn (1)**	**Ut (2_2')**	
Trykk	4,01	29,30	[Bar]
Trykkløft	7,30		[-]
"Isentropisk" entropi (2)	6,21	6,21	[kJ / kg]
"Isentropisk" entalpi (2)	1621,64	1930,26	[kJ / kg]
"Isentropisk" temperatur (2)	-1,80	152,16	[°C]
Entalpi	1621,64	2205,04	[kJ / kg]
Temperatur	-1,80	253,84	[°C]
Entropi	6,21	6,79	[kJ / kg K]
Elektrisk effekt, teoretisk		122,23	[kW]
Elektrisk effekt, virkelig		231,06	[kW]

Oljekjøler	Inn (2_2')	Ut (3)	
Trykk	29,30	29,30	[Bar]
% av kompressorarbeid	82 %		[-]
Entalpi	2205,04	1728,99	[kJ / kg]
Temperatur	253,84	85,31	[°C]
Entropi	6,79	5,69	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	188,55	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	188,27	[kW]
Vann utgående temp.	-	60,70	[°C]
Vann inngående temp.	-	58,40	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

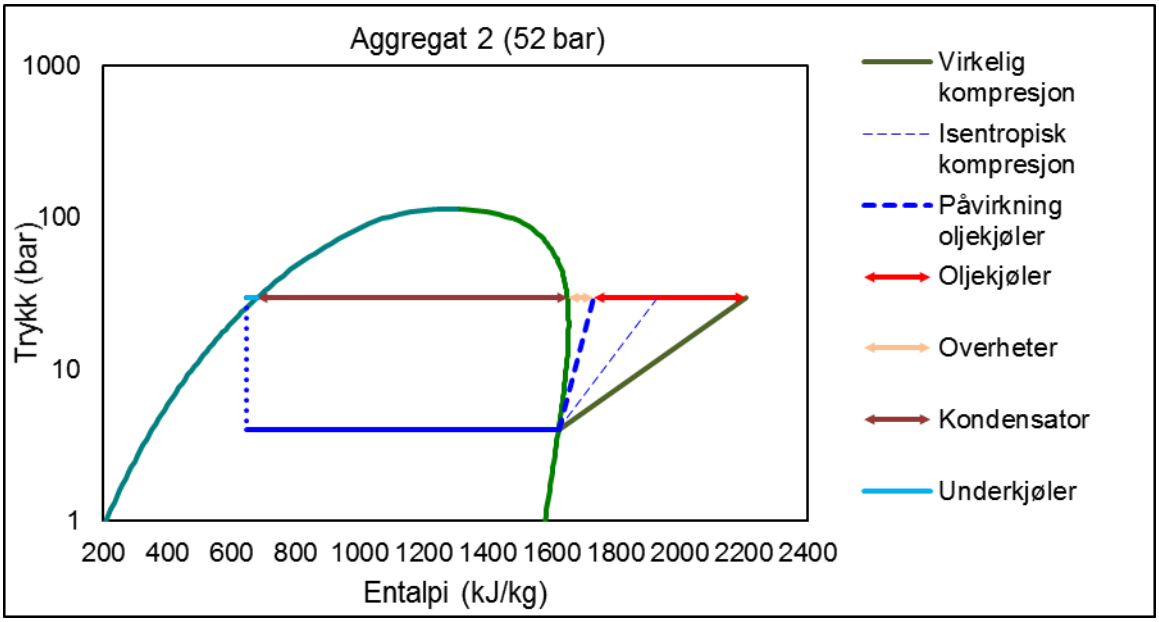
Overheter	Inn (3)	Ut (4)	
Trykk	29,30	29,30	[Bar]
Entalpi	1728,99	1648,94	[kJ / kg]
Temperatur	85,31	64,85	[°C]
Entropi	5,69	5,46	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	31,71	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	24,56	[kW]
Vann utgående temp.	-	64,40	[°C]
Vann inngående temp.	-	64,10	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

Kondensator	Inn (4)	Ut (5)	
Trykk	29,30	29,30	[Bar]
Entalpi	1648,94	678,65	[kJ / kg]
Temperatur	64,85	64,71	[°C]
Entropi	5,46	2,59	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	384,30	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	278,32	[kW]
Vann utgående temp.	-	64,10	[°C]
Vann inngående temp.	-	60,70	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

Underkjøler	Inn (5)	Ut (6)	
Trykk	29,30	29,30	[Bar]
Entalpi	678,65	647,05	[kJ / kg]
Temperatur	64,74	58,74	[°C]
Entropi	2,59	2,49	[kJ / kg K]
Varmeytelse, R717-side	-	12,51	[kW]
Varmeytelse, vannside	-	90,04	[kW]
Vann utgående temp.	-	58,40	[°C]
Vann inngående temp.	-	57,30	[°C]
Vann massestrøm	-	70,50	[m3/h]

Ekspansjonsventil	Inn (6)	Ut (7)	
Trykk	29,30	4,01	[Bar]
Entalpi	647,05	647,05	[kJ / kg]
Temperatur	58,74	-1,80	[°C]
Entropi	2,49	2,61	[kJ / kg K]

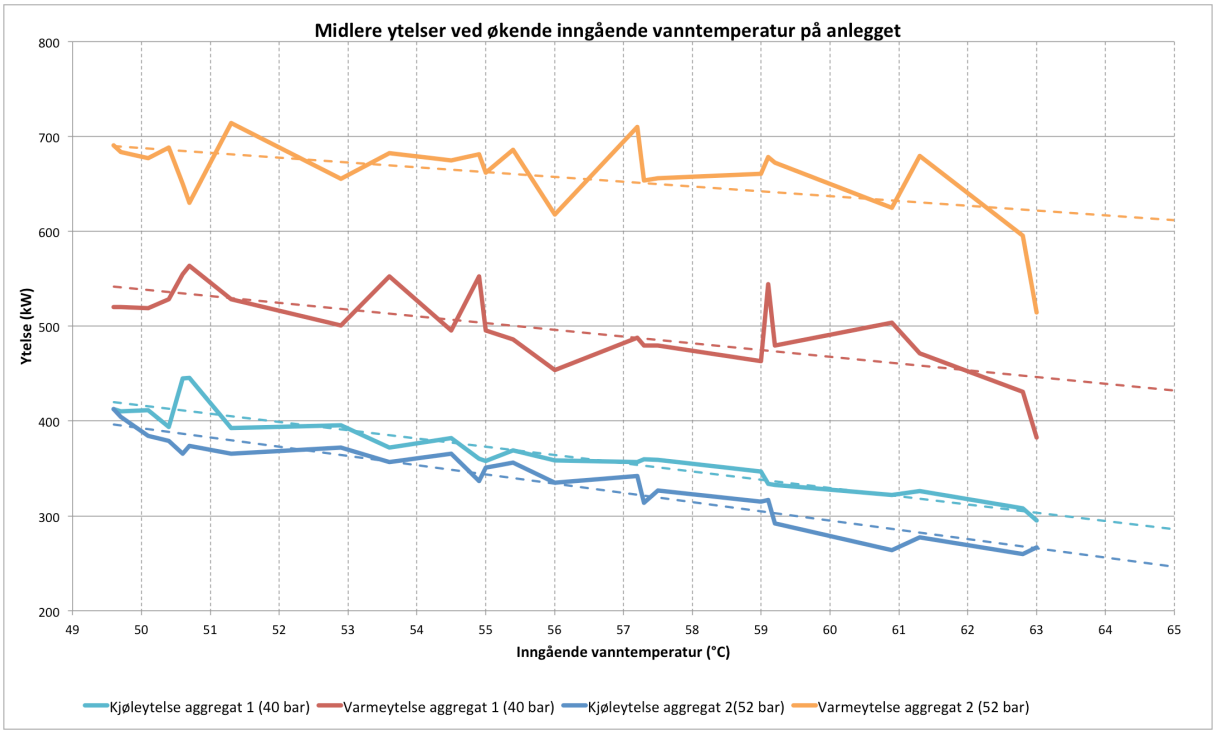
RESULTATER AGGREGAT 2:	VIRKELIG	
Varmeytelse	581,19	[kW]
Elektrisk effekt	231,06	[kW]
COP (kjøling) :	**1,67**	[-]
COP (varme) :	**2,52**	[-]
COP (kjøling + varme) :	**4,19**	[-]



Liquid Chiller and Heat Pump Unit 2--- 52 bar						
Komponent	**Q_{R717}, kW**	**Q_{vann}, kW**	**Diff., %**	**Tvann,ut, °C**	**Tvann, inn, °C**	**M_{vann}, kg/s**
Fordamper	386,00	386,00	0,00 %	6,90	11,80	18,83
Underkjøler	12,51	90,04	-86,10 %	58,40	57,30	19,58
Oljekjøler	188,55	188,27	0,15 %	60,70	58,40	19,58
Kondensator	384,30	278,32	38,08 %	64,10	60,70	19,58
Overheter	31,71	24,56	29,11 %	64,40	64,10	19,58

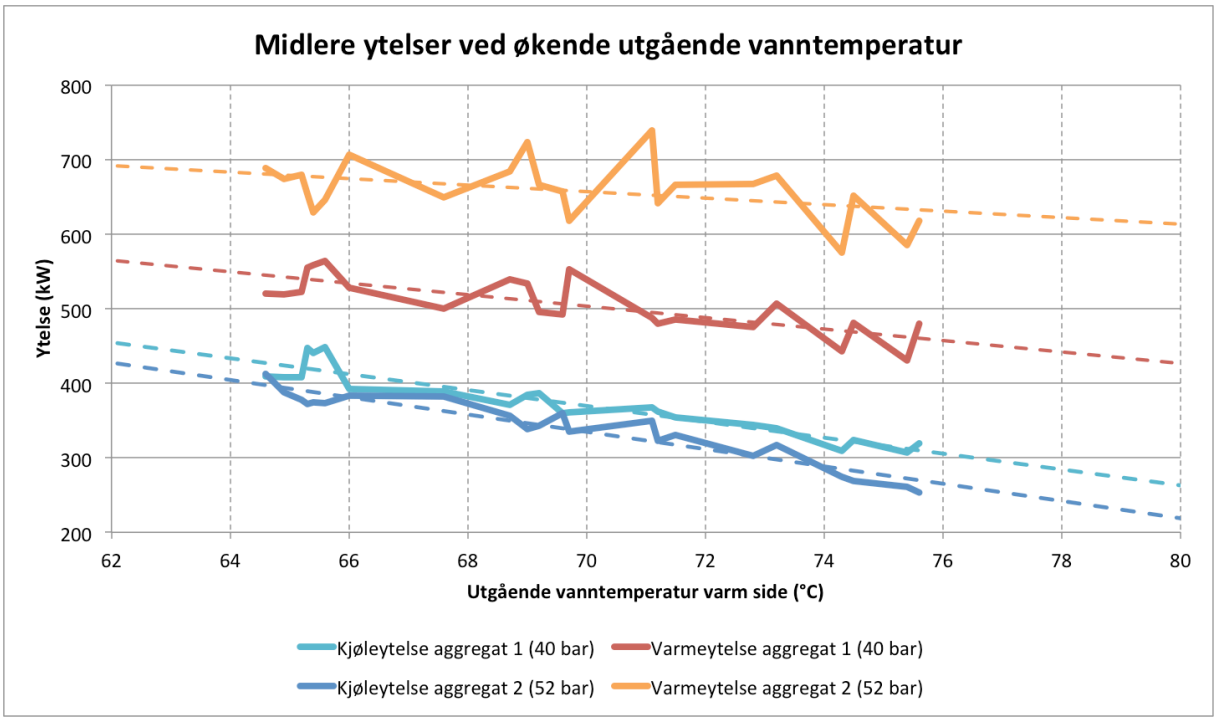
Total COP for begge aggregatene

Total COP for anlegget	Virkelig	
COP (kjøling) : Agg 1 + Agg 2	**2,04**	[-]
COP (varme) : Agg 1 + Agg 2	**2,65**	[-]
COP (kjøling + varme) : Agg 1 + Agg 2	**4,70**	[-]



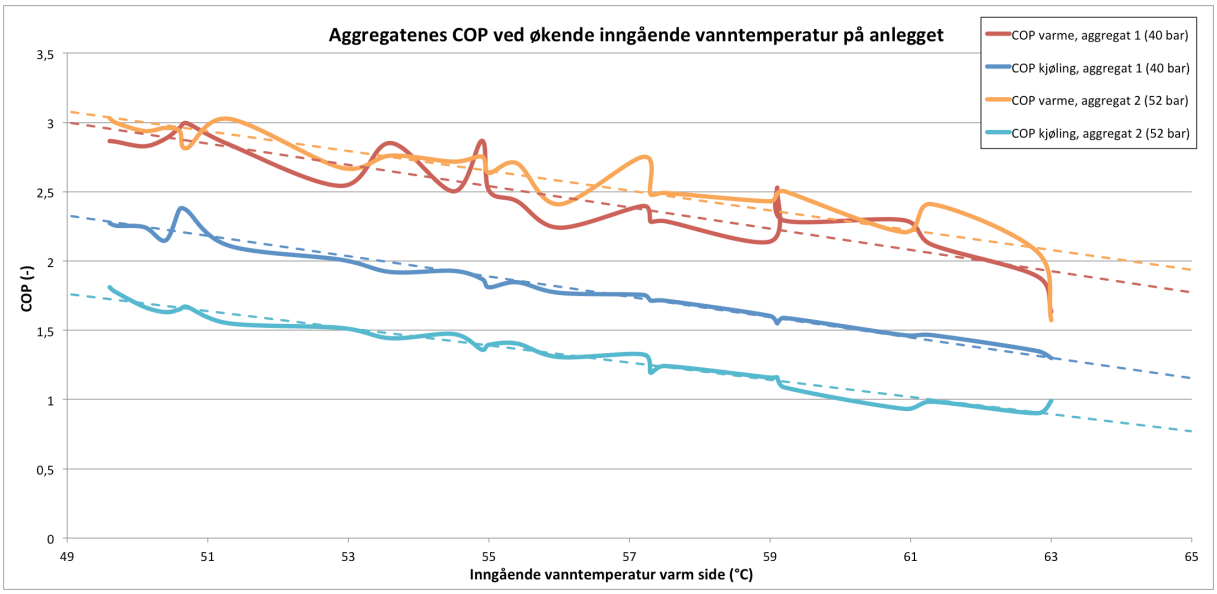
Figur 83: Økende inngående vanntemperatur fører til lavere varme- og kjøleytelser fra begge aggregatene.

Varmeytelsen fra Aggregat 2 viser seg å alltid være høyest, mens dette aggregatet også alltid har lavest kjøleytelse.



Figur 84: Økende utgående vanntemepratur fra anlegget fører til lavere varme- og kjøleytelser fra begge aggregatene.

Varmeytelsen fra Aggregat 2 viser seg å alltid være høyest, mens dette aggregatet også alltid har lavest kjøleytelse.



Figur 85: Økende inngående vanntemperatur fører til lavere COP for begge aggregater.

Større forskjell mellom aggregatene i COP for kjøleytelse enn COP for varmeytelse. Det er jevnt over en differanse i COP kjøling på ca. 0,6, mens differansen i COP varme er ca. 0,2. Det er også svakt økende differanse mellom de to sistnevnte verdiene,

Isvannstemperatur inn		*Isvannstemperatur ut*	
Gjennomsnitt	11,72	Gjennomsnitt	7,06
Standardfeil	0,03	Standardfeil	0,02
Median	11,70	Median	7,00
Modus	11,60	Modus	7,00
Standardavvik	0,33	Standardavvik	0,24
Utvalgsvarians	0,11	Utvalgsvarians	0,06
Kurstosis	-0,09	Kurstosis	0,42
Skjevhet	-0,17	Skjevhet	0,48
Område	1,60	Område	1,40
Minimum	10,90	Minimum	6,50
Maksimum	12,50	Maksimum	7,90
Antall	146,00	Antall	146,00
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,05	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,04

Varm side inn		*Varm side ut*	
Gjennomsnitt	49,23	Gjennomsnitt	62,77
Standardfeil	0,10	Standardfeil	0,13
Median	49,20	Median	62,80
Modus	49,50	Modus	62,50
Standardavvik	1,16	Standardavvik	1,57
Utvalgsvarians	1,34	Utvalgsvarians	2,47
Kurstosis	-0,45	Kurstosis	-0,57
Skjevhet	-0,17	Skjevhet	-0,16
Område	5,20	Område	7,10
Minimum	46,50	Minimum	59,20
Maksimum	51,70	Maksimum	66,30
Antall	146,00	Antall	146,00
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,19	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,26

Temperaturløft varm side	
Gjennomsnitt	13,53
Standardfeil	0,05
Median	13,55
Modus	13,30
Standardavvik	0,63
Utvalgsvarians	0,39
Kurstosis	-0,59
Skjevhet	-0,10

Område	3,10
Minimum	12,00
Maksimum	15,10
Antall	146,00
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,10

Turtemperatur Hoved-VV		*Returtemperatur Hoved-VV*	
Gjennomsnitt	64,34	Gjennomsnitt	57,20
Standardfeil	0,24	Standardfeil	0,13
Median	64,50	Median	56,90
Modus	60,80	Modus	56,30
Standardavvik	2,95	Standardavvik	1,59
Utvalgsvarians	8,69	Utvalgsvarians	2,52
Kurstosis	-1,56	Kurstosis	0,14
Skjevhet	0,08	Skjevhet	0,68
Område	10,30	Område	8,10
Minimum	59,70	Minimum	53,40
Maksimum	70,00	Maksimum	61,50
Antall	146,00	Antall	146,00
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,48	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,26

Utetemperatur	
Gjennomsnitt	5,21
Standardfeil	0,12
Median	5,25
Modus	6,90
Standardavvik	1,51
Utvalgsvarians	2,27
Kurstosis	-1,71
Skjevhet	-0,09
Område	4,30
Minimum	2,90
Maksimum	7,20
Antall	146,00
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,25

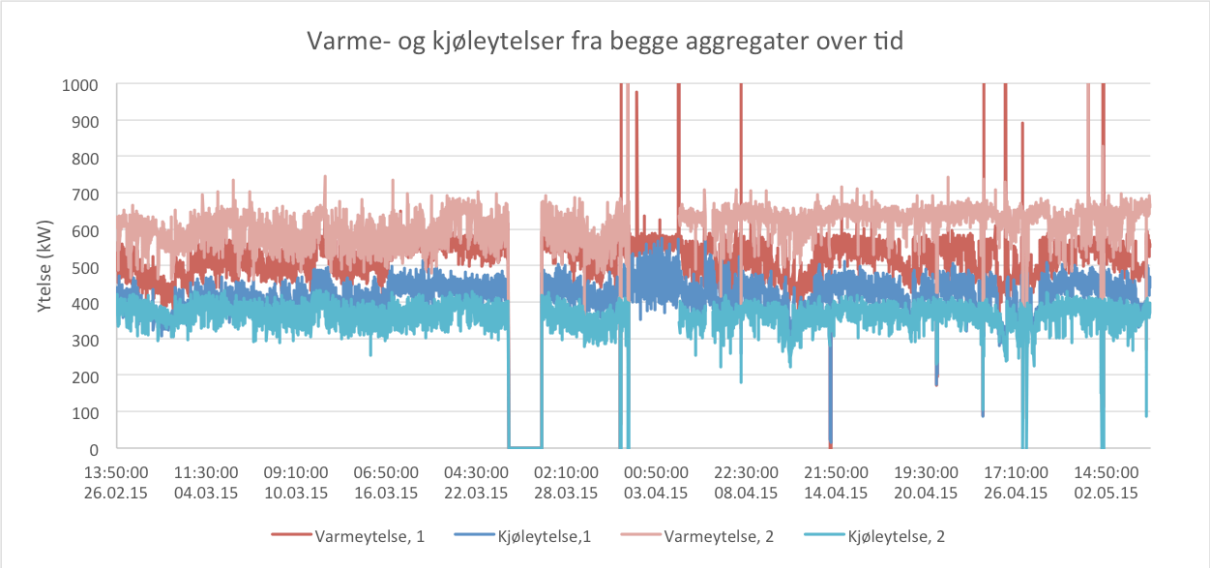
Varm side inn		*Varm side ut*	
Gjennomsnitt	51,01265252	Gjennomsnitt	64,03671691
Standardfeil	0,026667346	Standardfeil	0,031123437
Median	51	Median	64,3
Modus	50,5	Modus	64
Standardavvik	2,633594542	Standardavvik	3,073665928
Utvalgsvarians	6,935820209	Utvalgsvarians	9,447422239
Kurstosis	2,13470778	Kurstosis	1,146377425
Skjevhet	0,036146856	Skjevhet	-0,387936893
Område	23	Område	27,8
Minimum	39,7	Minimum	47,6
Maksimum	62,7	Maksimum	75,4
Sum	497526,4	Sum	624550,1
Antall	9753	Antall	9753
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,052273526	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,061008388

Varm side inn		*Varm side ut*	
Gjennomsnitt	51,01265252	Gjennomsnitt	64,03671691
Standardfeil	0,026667346	Standardfeil	0,031123437
Median	51	Median	64,3
Modus	50,5	Modus	64
Standardavvik	2,633594542	Standardavvik	3,073665928
Utvalgsvarians	6,935820209	Utvalgsvarians	9,447422239
Kurstosis	2,13470778	Kurstosis	1,146377425
Skjevhet	0,036146856	Skjevhet	-0,387936893
Område	23	Område	27,8
Minimum	39,7	Minimum	47,6
Maksimum	62,7	Maksimum	75,4
Sum	497526,4	Sum	624550,1
Antall	9753	Antall	9753
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,052273526	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,061008388

Isvann inn		*Isvann ut*	
Gjennomsnitt	11,6188865	Gjennomsnitt	7,250753614
Standardfeil	0,007747097	Standardfeil	0,0098694
Median	11,6	Median	7
Modus	11,6	Modus	6,8
Standardavvik	0,765082225	Standardavvik	0,974675066
Utvalgsvarians	0,585350811	Utvalgsvarians	0,949991485
Kurstosis	0,326928552	Kurstosis	4,414400757
Skjevhet	0,418100889	Skjevhet	2,113798789
Område	6,1	Område	8,5

Minimum	8,4	Minimum	5,5
Maksimum	14,5	Maksimum	14
Sum	113319	Sum	70716,6
Antall	9753	Antall	9753
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,015185916	Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,019346069

Vannstrøm kald side		*Kjøleytelse*	
Gjennomsnitt	130,1533157	Gjennomsnitt	640,4979228
Standardfeil	0,05172047	Standardfeil	1,433555759
Median	130,9	Median	676,400625
Modus	130,8	Modus	0
Standardavvik	5,025143436	Standardavvik	141,5740649
Utvalgsvarians	25,25206656	Utvalgsvarians	20043,21586
Kurstosis	9,229384169	Kurstosis	11,44235299
Skjevhet	-2,470232154	Skjevhet	-3,250986599
Område	59,6	Område	929,814
Minimum	95,3	Minimum	-109,554
Maksimum	154,9	Maksimum	820,26
Sum	1228647,3	Sum	6246776,241
Antall	9440	Antall	9753
Konfidenskoeffisient(95,0%)	0,101383259	Konfidenskoeffisient(95,0%)	2,810066427

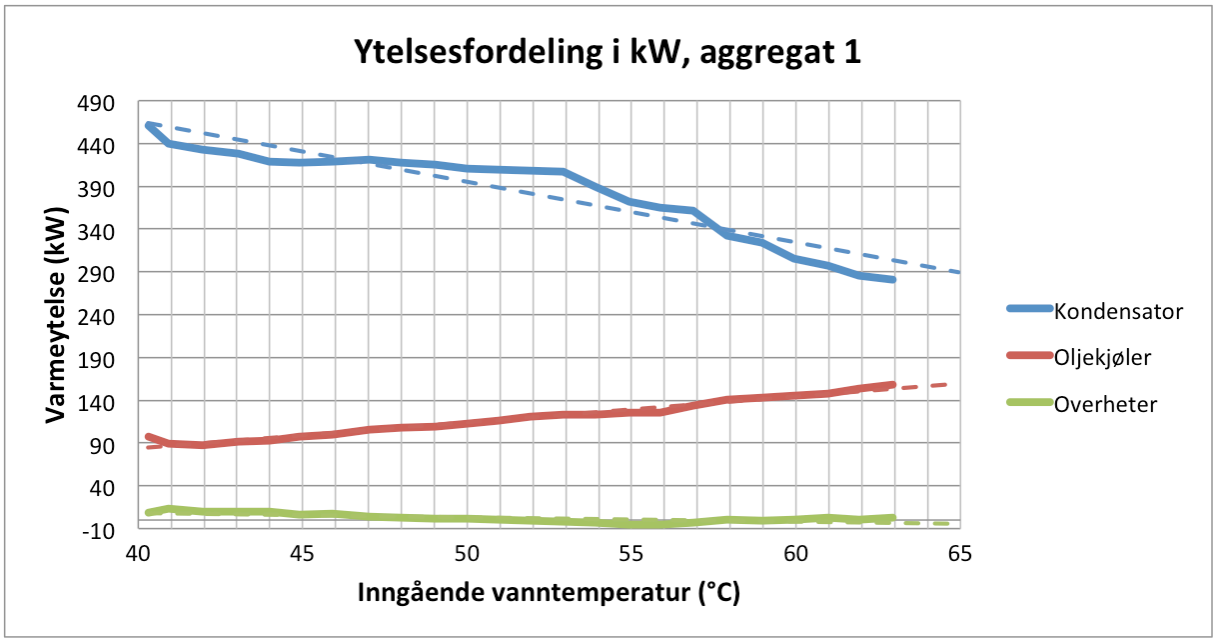


Figur 86: Aggregatenes ytelser over langtidsloggingen (2602-050515). Ser at kjøleytelsen til Aggregat 1 jevnt over er høyere enn den til Aggregat 2, mens Aggregat 2 leverer jevnt over høyere varmeytelse enn Aggregat 1

Vedlegg N Kjente ammoniakkutslipp i kjøle- og varmepumpeanlegg i Norge mellom 2006 og 2010

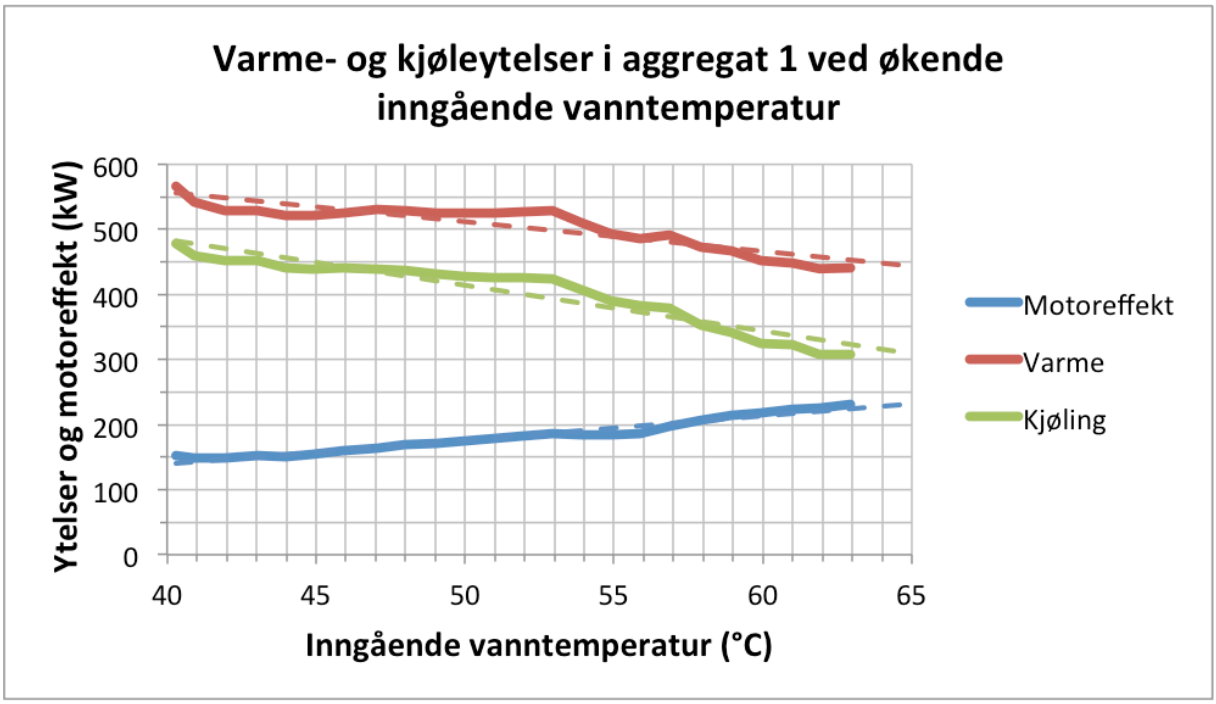
Dato	Virksomhet	Adresse	Presse-omtale	Meldt til DSB
07.04.2006	Hydrotech	Bertnesveien	x	
10.08.2006	Yara	Herøya	x	
01.09.2006		Haugesundsgate, Stavanger	x	
26.10.2006	Vikahaugane kunstisbane	Sunnhordland	x	
27.12.2006	Lerøy	Sandviken, Bergen	x	
19.05.2007	EC Dahls	Trondheim	x	
30.07.2007	Austevoll Fiskeindustri	Storebø	x	
12.11.2007	J&J Dybvik	Sula	x	
17.12.2007	Rørvik Fisk- og Fiskematforretning	Rørvik		x
20.01.2008	Terina	Lillehammer, Industrigata	x	
11.02.2008	Austervoll Fiskeindustri	Storebø	x	
01.04.2008	Jotun Is	Leira	x	
10.04.2008	Notura	Haugesund	x	
28.05.2008	Raufoss Industripark	Raufoss	x	x
17.09.2008	Bremanger Fryseri		x	
23.09.2008	Mack Bryggeri	Tromsø	x	
17.03.2009	Geithus IL, skøytebane Furumo	Modum	x	
11.07.2009	Diplom IS	Hagan, Nittedal	x	
01.09.2009	Nils Sperre	Ellingsøy	x	
12.02.2010	Hunderfossen bob- og akebane	Hunderfossen	x	x
04.04.2010	Rørvik Fiskemat	Rørvik	x	x
21.05.2010	Isbjørnis	Follese, Askøy		x
06.06.2010	Camaco	Furuset, Oslo	x	x
08.07.2010	Sandanger AS	Gjerdsvika	x	x
11.07.2010	Sandanger AS	Gjerdsvika		x
14.11.2010	Leiv Vidar	Hønefoss	x	x
24.12.2010	Bergenshallen	Bergen	x	x
31.12.2010	Yara Porsgrunn	Herøya		x

Figur 87: Ammoniakkutslipp registrert hos DSB mellom 2006 og 2010. Kilde:. DSB



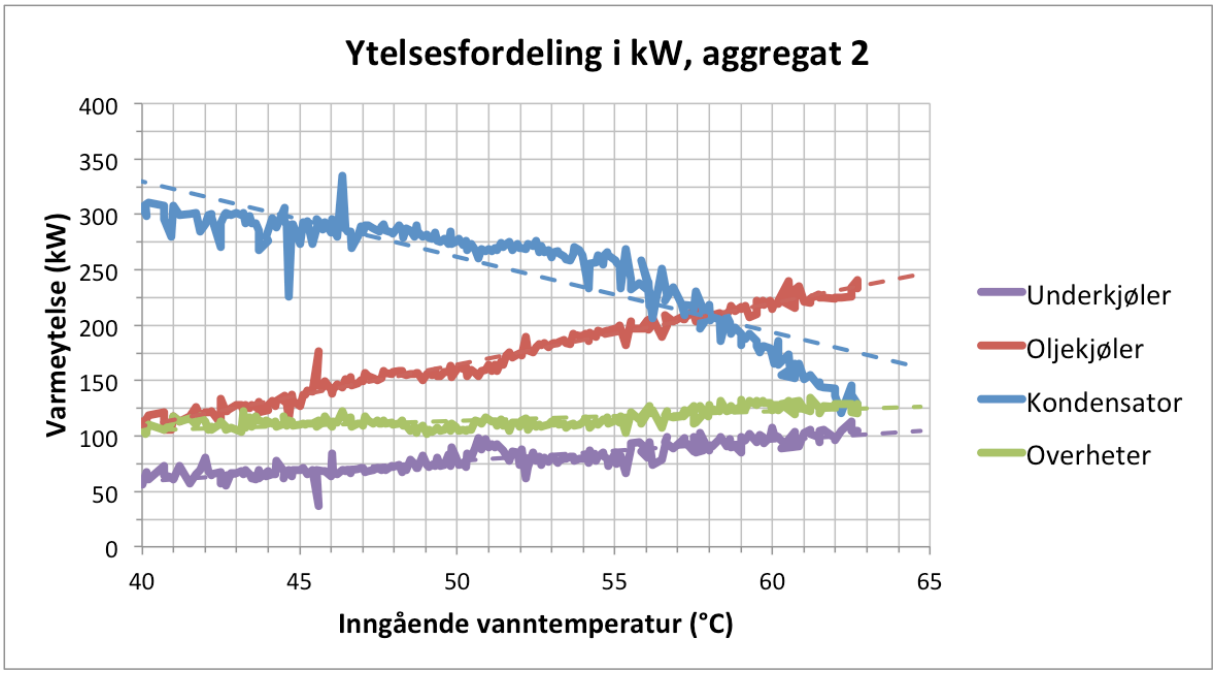
Figur 88: Ytelsesfordeling i KW i Aggregat 1 ved økende inngående vanntemperatur.

Ser at kondensatoren kun leverer 290 kW ved 65 grader, mens oljekjøler leverer 160 kW. Grunnet antatt målerfeil er bidraget fra overheteren neglisjerbart. Dette betyr likevel en økt ytelse på 160 kW i forhold til et aggregat uten ekstra varmevekslere (her oljekjøler), som fører til en COP varme på 1,9. Kun kondensator ville gitt en COP varme på ca. 1,2.



Figur 89: Varme- og kjøleytelser for Aggregat 1 ved økende inngående vanntemperatur.

Økende behov for effekt til kompressormotor og avtagende ytelser på både varm og kald side fører til raskt avtagende COP ved høye temperaturnivå



Figur 90: Ytelsesfordeling mellom varmevekslerne i Aggregat 2 ved økende inngående vanntemperatur.

Avtagende tendenser for kondensator, mens alle andre varmevekslere øker sin ytelse. Dersom de lineære approksimasjonene ekstrapoleres til 65 grader, vil kondensator alene klare levere ca. 150 kW. Med de 3 ekstra varmevekslere blir total varmeytelse fra aggregatet ca. 625 kW - over 4,17 ganger så mye ytelse!

Oppsummering av bakgrunnsdata for beregningene

	YTELSER					
	Hybrid 2-trinns kaskade		**To-trinns anlegg**		**Faktisk anlegg**	
Utgående vanntemperatur	*Varme-ytelse*	*Kjøle-ytelse*	*Varme-ytelse*	*Kjøle-ytelse*	*Varme-ytelse*	*Kjøle-ytelse*
80	1289	800	1263	860	1314	800
60	1136,5	804	1118,5	799	1102	800
40	984	800	974	812	964	800

	Hybrid 2-trinns kaskade	**To-trinns anlegg**	**Faktisk anlegg**
Utgående vanntemperatur	*COP*	*COP*	*COP*
80	2,67	2,91	2,58
60	3,28	3,66	3,685
40	5,59	4,41	5,925

For faktisk målt på anlegget er funksjoner funnet til å være

- COP (-) = -0,0707x+6,4146
- Varmeytelse (kW)= -2,7573+1218,3

(x er aktuell returtemperatur inn på anlegget)

Beregning av årlig varmeleveranse fra de alternative anleggene, samt faktisk anlegg – både med verdier fra prosjekteringsgrunnlag og etter målte verdier.

Antakelser for beregningene:

- Varmeleveranse kan beregnes som funksjon av ytelsestabeller og at ytelsen faller tilnærmet lineært mellom hver oppgitte verdi for ytelse ved ulike temperaturnivå
- At min beregnede returkurve for systemet, beregnet på bakgrunn av effekt-varighetskurve stemmer
- Det er her beregnet årlig varmeleveranse som er mulig. Grunnet et lavere varmebehov enn mulig varmeproduksjon i årets varmere måneder, vil ikke alt dette kunne leveres til nettet
- At det er tilnærmet full ytelse på fordampersiden til enhver tid

		Årlig varmeleveranse			
Varighet (dager)	T_{retur} (°C)	Hybrid to-trinns kaskade kWh	To-trinns anlegg kWh	Faktisk prosjektert kWh	Faktisk målt kWh
0	61	151 020	148 092	152 592	126 013
5	57	147 360	144 624	147 504	127 336
10	53,4	144 066	141 503	142 925	128 527
15	52,28	143 041	140 532	141 500	128 898
20	51,32	284 326	279 399	280 558	258 431
30	50,04	281 983	277 179	277 302	259 278
40	49	280 080	275 376	274 656	259 966
50	48,04	278 323	273 711	272 214	260 601
60	47,32	554 011	544 926	540 764	522 156
80	46,2	549 912	541 042	535 066	523 638
100	44,76	1 359 807	1 338 417	1 318 787	1 313 860
150	42,28	1 318 549	1 299 323	1 281 452	1 322 066
200	39,88	1 278 622	1 261 490	1 245 321	1 330 007
250	37,24	1 234 702	1 219 874	1 205 577	1 338 742
300	34,84	477 910	472 817	467 778	538 673
320	33,64	472 320	467 520	462 720	540 261
340	32,2	236 160	233 760	231 360	271 084
350	30,6	354 240	350 640	347 040	408 214
365	27,4				
Årlig varmeleveranse (kWh)		9 546 432,2	9 410 224,1	9 325 114,6	9 657 749,5

Beregning av årlig COP for de alternative anleggene, samt faktisk anlegg – både med verdier fra prosjekteringsgrunnlag og etter målte verdier:

Antakelser for beregningene:

- COP varierer lineært mellom de oppgitte COP-verdiene ved ulike temperaturnivå
- At målt COP følger en tilnærmet lineært avtagende linje (hvilket målingene tyder på)

		COP			
Varighet (dager)	T_{retur} (°C)	Hybrid to-trinns kaskade (-)	To-trinns anlegg (-)	Faktisk prosjektert (-)	Faktisk målt (-)
0	61	2,8	3,1	2,8	2,1
5	57	2,9	3,2	3,0	2,4
10	53,4	3,0	3,3	3,2	2,6
15	52,28	3,1	3,4	3,3	2,7
20	51,32	3,1	3,4	3,3	2,8
30	50,04	3,1	3,5	3,4	2,9
40	49	3,2	3,5	3,5	3,0
50	48,04	3,2	3,5	3,5	3,0
60	47,32	3,2	3,6	3,6	3,1
80	46,2	3,2	3,6	3,6	3,1
100	44,76	3,3	3,7	3,7	3,3
150	42,28	3,9	3,8	4,2	3,4
200	39,88	4,4	4,0	4,7	3,6
250	37,24	4,9	4,2	5,3	3,8
300	34,84	5,4	4,4	5,8	4,0
320	33,64	5,6	4,4	5,9	4,0
340	32,2	5,6	4,4	5,9	4,1
350	30,6	5,6	4,4	5,9	4,3
365	27,4				
Gjennomsnittlig COP (-)		3,9	3,7	4,2	3,2

Figur 91: Fordamper (isolert), parsveiset platevarmeveksler GEA EcoFlex LWC.

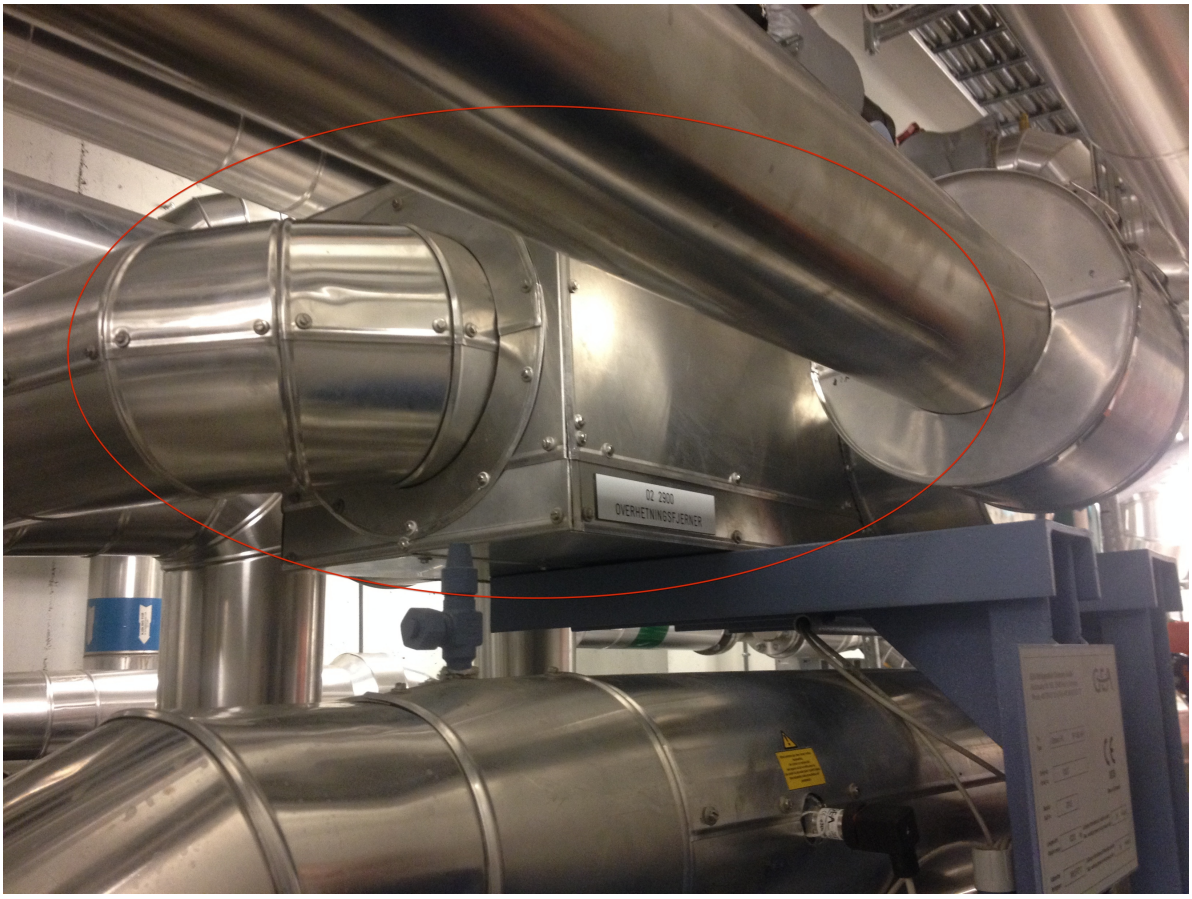
I fordamperen er det ammoniakk og vann på hver sin side av hver plate. Ammoniakken strømmer i de helsveisede kassettene, mens vannet strømmer i kassetter som er sammenfestet med pakninger. Dette grunnet ammoniakkens korrosive egenskaper dersom forurenset av vann. Vannet kjøles ned fra ca. 12°C til ca. 7 °C og ammoniakken fordamper til gass. Målet ved ammoniakkutløpet av fordamperen er en blanding av væske og gass, som gir en høyere varmeoverføring enn ren gass. Mangel på overheting gir lavere trykkgasstemperatur. Ammoniakkblandingen føres videre til væskeutskiller.

Figur 92: Vertikal væskeutskiller.

En blanding av ammoniakkgass og –væske kommer inn nedre del av væskeutskilleren og gassen blir trukket av i øvre del. Væsken blir trukket av i nedre del, men på motsatt side av innkastet av gass/væske-blandingen. Væsken blir tilbakeført til innløpet av fordamper for resirkulasjon. Doble sikkerhetsventiler for trykkavlastning er montert på utskilleren som del av sikkerhetssystemet.

Figur 93: Vannkjølt kondensator, plate-mantel varmeveksler, Vahterus-Oy.

Vann går ut og innpå kortsiden av plate-mantel veksleren (på motsatt side av dette bildet), og ammoniakk kommer inn gjennom røret på toppen av veksleren. Når ammoniakken er fullt kondensert ("Sat. Liq", mettet væske), trekkes ammoniakkvæsken ut i røret på undersiden av kondensatoren, og går deretter videre til henholdsvis ekspansjonsventil i Aggregat 1 og underkjøler i Aggregat 2.

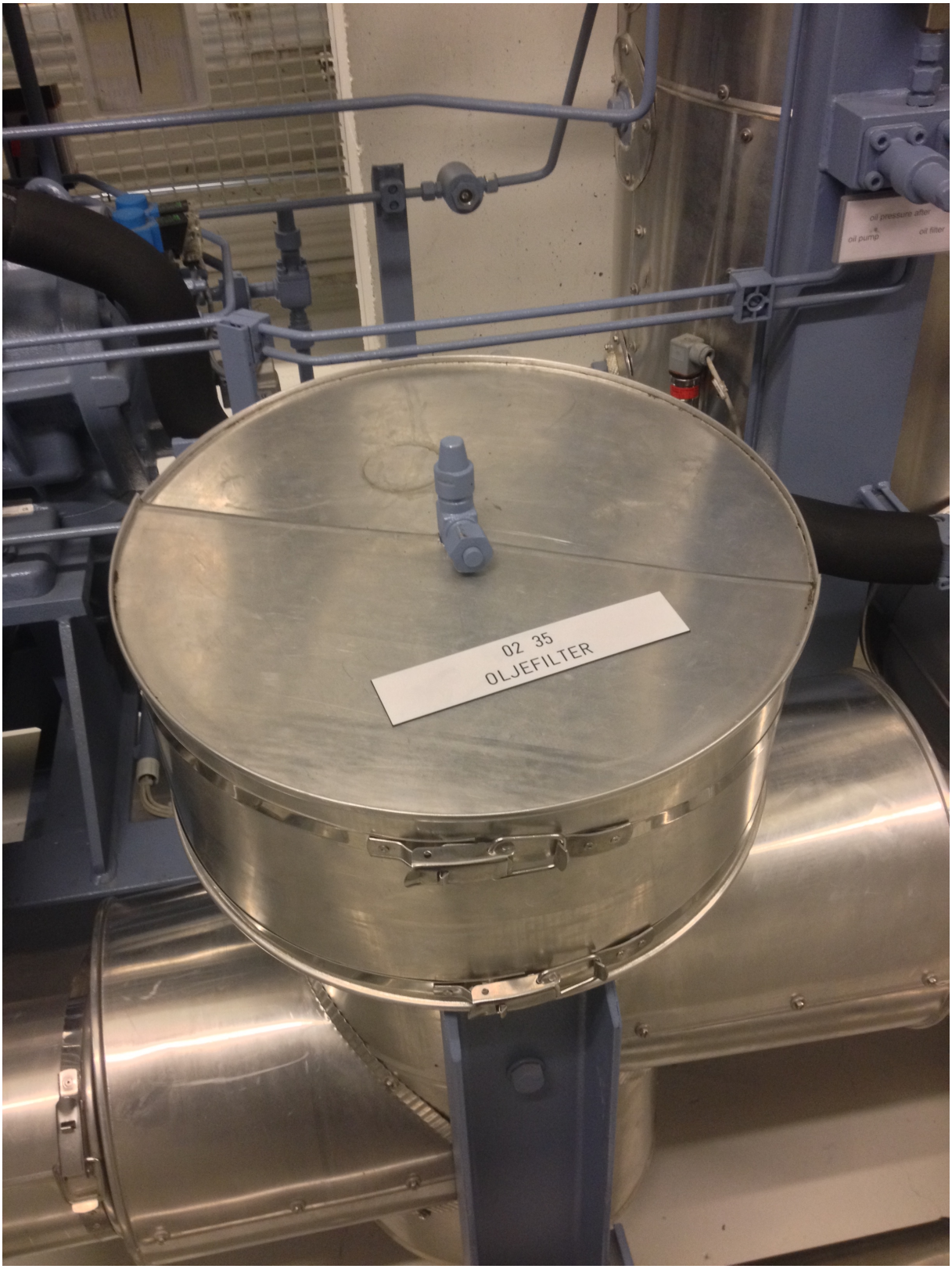


Figur 94: Overhetningsvarmeveksler av typen rørkjel fra HS-Cooler.

Overhetet gass veksler mot vannet for å løfte det siste biten til ønsket utgående vanntemperatur på varm side. Når gassen når metningslinjen sendes den videre til kondensator.

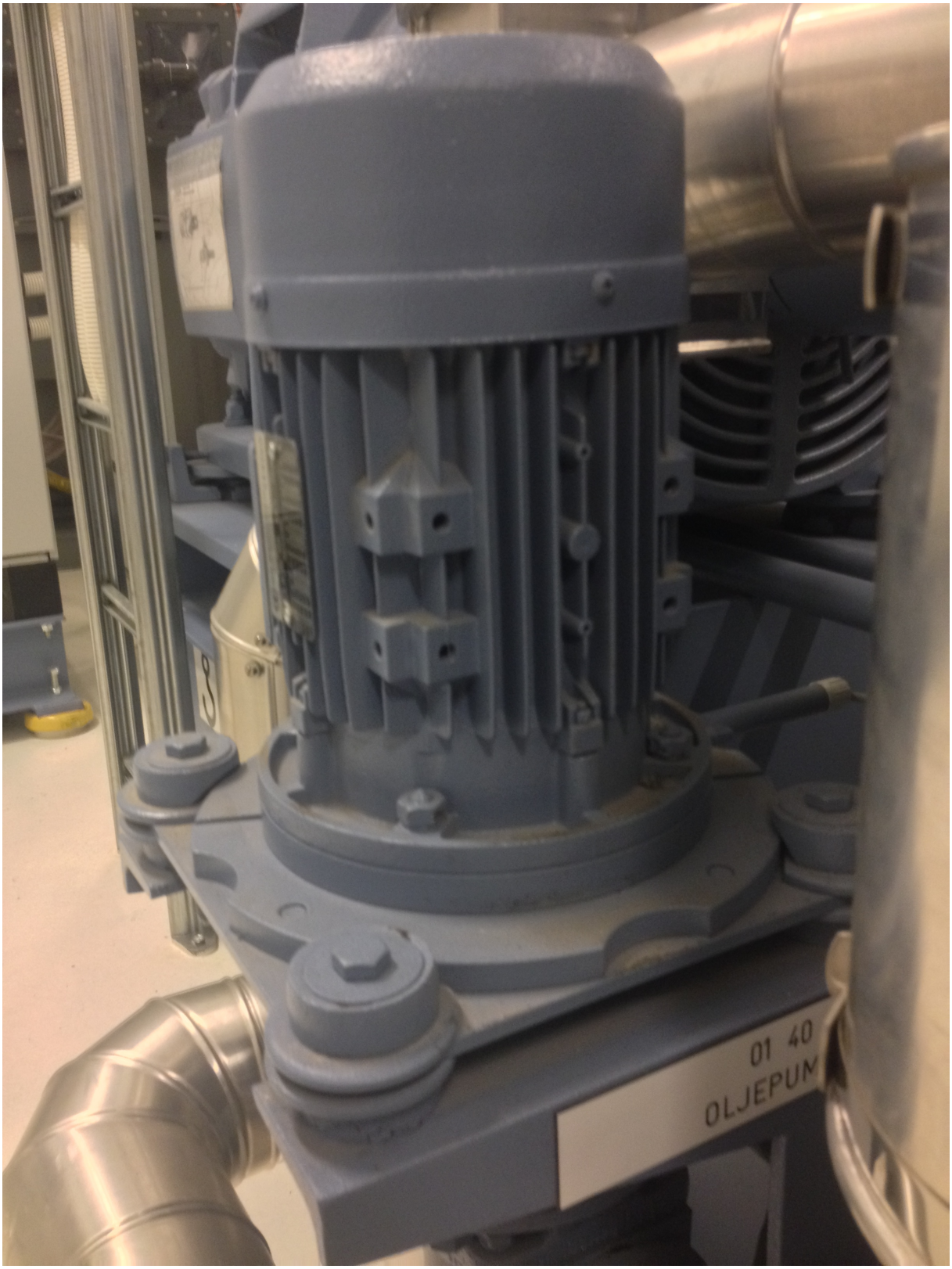
Figur 95: Vertikal oljeutskiller med manometere for suge- og høytrykk.

Nivået i oljeutskiller og oljekjøler stilles ved reguleringsventil med integrert tilbakeslagsfunksjon for å forhindre tilbakestrømning av olje. Oljen synker ned på grunn av høyere tetthet enn ammoniakkgassen, som blir trukket av i øverste del av oljeutskilleren. Den overhetede ammoniakken går da videre til overheteren, og deretter videre til kondensatoren.



Figur 96: Oljefilter.

Inne i dette kammeret sitter det et filterelement som er sylindrisk i form, hvor oljen kommer inn i midten av sylinderen og oljen renner ut av sideveggene i sylinderen. Filterinnsatsen byttes under hver service for å motvirke oppbygning av slagg og økt trykkfall over filteret, og har ved servicer gjort på anlegget til nå ikke vist tegn til partikler. Det er heller ikke gjort noen normale funn i oljeprøvene som er tatt ved begge anledninger.

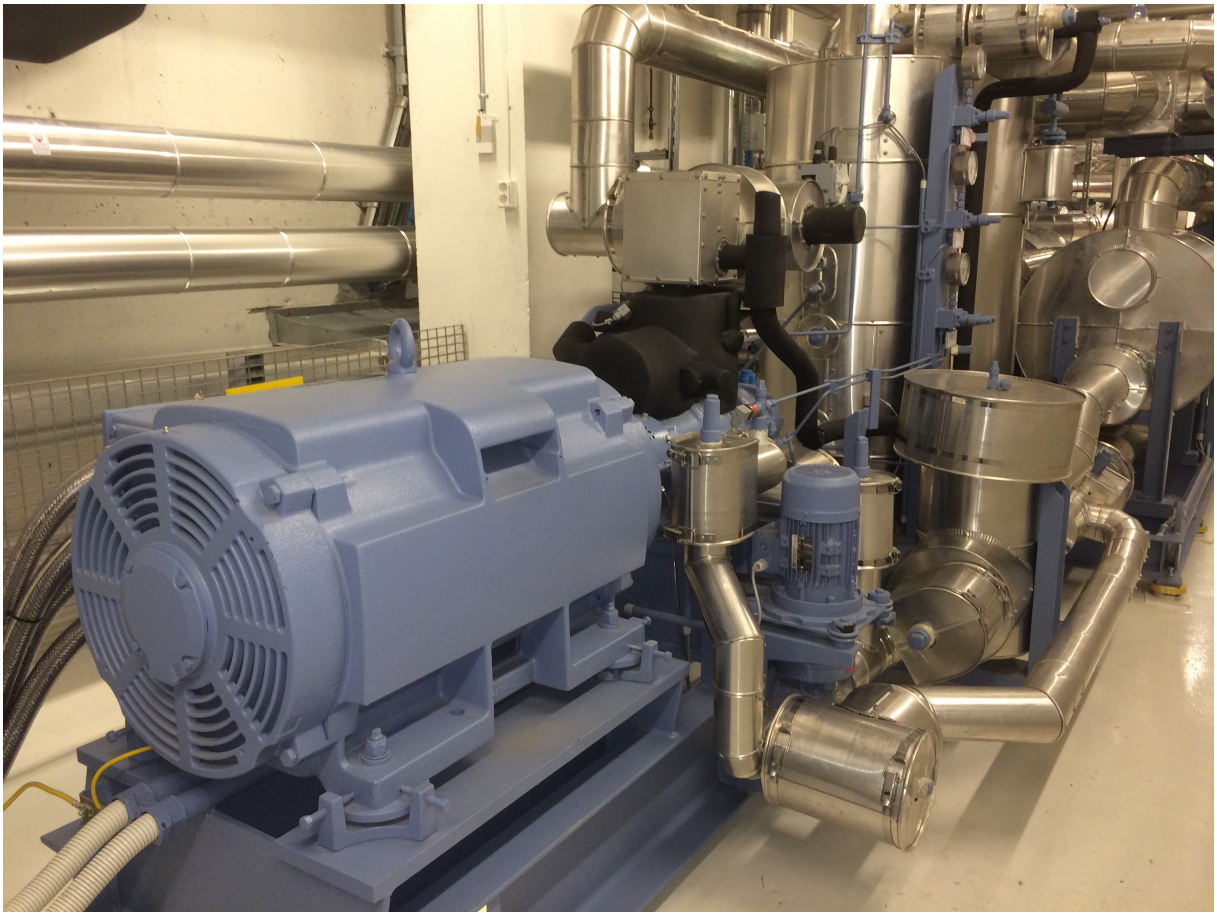


Figur 97: Oljepumpen som driver sirkulasjonen gjennom oljeretursystemet

Oljepumpen sørger for en sirkulert oljemengde gjennom systemet på ca. 85 l/min.

Figur 98: Vannkjølt oljekjøler, plate-mantel, Vahterus-Oy.

Vann fra henholdsvis kondensator og underkjøler kommer inn i oljekjøleren gjennom rørføringen på toppen av varmeveksleren (vist øverst i dette bildet), og går ut midt under varmeveksleren. Oljen kommer inn på venstre side av varmeveksleren, og forlater nedkjølt til ønsket temperatur på høyre side av komponenten.



Figur 99: Bilde av twin-skruekompressor og kompressormotor

Twin.skrue kompressoren (sort isolert komponent midt i bildet) er levert av GEA Åpen kompressortype med kraftoverføring via felles aksling. Motoren (blå i fremre del av bildet). er en 3-fase induksjonsmotor med frekvensregulering av turtall, som via akslingen styrer kompressorytelsen.

Figur 100: Ettermontert varmeveksler for nedkjøling av skrubbervann for å øke evnen til å ta opp ammoniakk.

Vanntemperaturen i skrubberen øker etter hvert som ammoniakk absorberes da det er en eksotermisk reaksjon. Vannets evne til å absorbere ammoniakk avtar med økende temperatur, og det er derfor montert denne varmeveksleren for å kjøle vannet ned

Figur 101: Plassering av tørrkjøleren på taket av Byggteknisk 1.

Plassering like ved vindusrekken i etasjen under gjør at det ble valgt frekvensregulerte "Low Noise"-vifter. Øverst til høyre ses de høye byggene tilhørende Realfagbygget, som var begrensende for at det måtte brukes skrubbersystem på anlegget, slik at ammoniakklekkasjer ikke skulle kunne føre til ammoniakk-innslipp i Realfagbygget