

Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større bygninger

Finn Volla Karlsen

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2008
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Oppgavetekst

Målet med Masteroppgaven er å foreta en detaljert analyse av ett eller flere eksempelbygg med hensyn til eventuell feilaktig dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift, for å se hva dette har å si for anleggenes energisparing, driftssikkerhet og lønnsomhet.

Oppgaven bearbeides ut i fra følgende punkter:

1. Identifisere aktuelle eksempelbygg med "problemvarmepumper"
2. Foreta en detaljert gjennomgang av de utvalgte varmepumpeanleggene med hensyn til blant annet dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift. Dette inkluderer også måldata fra anlegget/anleggene hvis tilgjengelig.
3. Gi konkrete anbefalinger for forbedringer av anleggene med hensyn til komponentvalg, systemløsninger og driftsstrategier.

Oppgaven gitt: 17. januar 2008
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT



Rapportnummer EPT-M-2008-26
Gradering

POSTADRESSE NTNU INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK Kolbjørn Hejes vei 1A	TELEFONER Sentralbord NTNU: Instituttkontor: Vannkraftlaboratoriet:	73 59 40 00 73 59 27 00 73 59 38 57	TELEFAX Instituttkontor: Vannkraftlaboratoriet:	73 59 83 90 73 59 38 54
---	--	---	---	----------------------------

Rapportens tittel Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større bygninger	Dato 12.06.2008
	Antall sider og bilag 137
Saksbehandler / forfatter Finn Volla Karlsen	Ansv. sign.
Avdeling Institutt for energi- og prosesssteknikk	Prosjektnummer EPT-M-2008-26
ISBN nr.	Prisgruppe
Oppdragsgiver NTNU	Oppdragsgivers ref. Jørn Stene

Ekstrakt

Denne masteroppgaven er skrevet ved Institutt for energi- og prosesssteknikk, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Hensikten har vært å foreta en detaljert analyse av ett eller flere eksempelbygg med hensyn til eventuell feilaktig dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift, for å se hva dette har å si for anleggenes energisparing, driftssikkerhet og lønnsomhet. Det analyserte anlegget er varme- og kjølesystemet ved Universitet i Stavanger som har en bygningsmasse bestående av en rekke enkeltstående bygg knyttet sammen i et nærvarmenett og gjennom en ringledning for kjøling.

I ventilasjonsaggregatene ved Universitetet i Stavanger er den eksisterende koblingen slik at varmen først tas ut med varmepumpe før det benyttes roterende varmegjenvinner. Ved bruk av avtrekksluft som varmekilde til varmepumper sammen med roterende varmegjenvinner, anbefales det at varmen fra avtrekksluften varmegjenvinnes med den roterende varmegjenvinneren før varmepumpen tar sin del.

I det analyserte anlegget er spisslastenheter koblet i parallell med kjølemaskiner. Kjølemaskinenes kondensatorer er også er koblet i parallell. Gjennom trivielle beregningseksempler er det vist at seriekobling er en bedre løsning da dette gir lavere midlere kondenseringstemperatur enn for parallellkobling og følgelig bedre effektivitet. Det anbefales derfor å plasserieriekoble kondensatorer ved sammenkoblinger av flere kjølemaskiner eller varmepumper brukt i oppvarming og kjøling av større bygninger, og å plassere spisslastenheter i serie etter kjølemaskinenes kondensatorer.

Ved sammenlikning av et alternativt totrinn ammoniakkanlegg og det eksisterende R134a anlegget, viste det seg at totrinnsløsningen oppnår bedre ytelser og kan oppnå lavere årskostnader, og dermed gi en mer lønnsom investering. Det er anbefalt å vurdere totrinnsløsningen ved en eventuell utskifting av det eksisterende anlegget. Sammenlikningen viste også at den alternative turtallsregulerte stempelkompressoren oppnår bedre ytelser ved delast enn skruekompressoren utstyrt med reguleringsleide brukt i det eksisterende R134a-anlegget. For varmepumper eller kjølemaskiner brukt til oppvarming eller kjøling av større bygninger anbefales turtallsregulert stempelkompressor, og ved bruk av skruekompressor bør denne være turtallsregulert samt utstyrt med sleideregulering. Det er også antydnet at bruk av platefordamper og -kondensator kan gi bedre effektivitet enn rørkjeksvekslere.

Instrumentering ved Universitet ble funnet til å være mangelfull og har vært en direkte årsak til at det i denne masteroppgaven ikke har latt seg gjøre å foreta målinger for å bestemme anleggets virkelige ytelser. Utbedring og utviding av måleopplegget, samt implementering av dette i anlegget for sentral driftskontroll slik at anleggets totale ytelse kan bestemmes, vil sannsynligvis gi reduserte driftsproblemer og betydelige kostnadsbesparelser som følge av muligjgjøring av energioppfølging og optimalisering av anlegget.

	Stikkord på norsk	Indexing Terms English
Gruppe 1	Varmepumpesystemer	Heat Pump Systems
Gruppe 2	Større bygninger	Large buildings
Egenvalgte		
stikkord		



MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Finn Volla Karlsen

Våren 2008

Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større bygninger

Analysis of Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Non-Residential Buildings

Bakgrunn

Det benyttes i dag mange forskjellige dimensjoneringskriterier, komponentvalg og systemløsninger for varmepumpesystemer for oppvarming og eventuelt kjøling av større bygninger – kontorbygg, forretningsbygg, undervisningsbygg, hoteller, sykehus, sykehjem og idrettsbygg. På grunn av mangelfull og feilaktig prosjektering, installasjon og drift er det imidlertid en del anlegg som ikke fungerer slik de skal. Resultatet er redusert energisparing, økt vedlikeholdsbehov, ulike praktiske problemer og eventuelt driftshavari. Det er derfor av interesse å kunne kartlegge og analysere et utvalg varmepumpeanlegg for større bygninger for å komme fram til konkrete anbefalingervedrørende dimensjonering, utforming og valg av arbeidsmedium for varmepumpeaggregater, dimensjonering og utforming av varmeopptaks- og varmedistribusjonssystem, utforming av tilleggsvarmesystem, overordnede driftsstrategier osv. Kostnadsvurderinger vil også kunne inngå i en slik analyse, ettersom kostnader i relativt stor grad er bestemmende for de valgene som gjøres i konkrete prosjekter.

Mål

Målet med denne Masteroppgaven er å foreta en detaljert analyse av ett eller flere eksempelbygg med hensyn til eventuell feilaktig dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift, for å se hva dette har å si for anleggenes energisparing, driftssikkerhet og lønnsomhet.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Identifisere aktuelle eksempelbygg med ”problemvarmepumper”
2. Foreta en detaljert gjennomgang av de utvalgte varmepumpeanleggene med hensyn til blant annet dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift. Dette inkluderer også analyse av måledata fra anlegget/anleggene hvis tilgjengelig.
3. Gi konkrete anbefalinger for forbedringer av anleggene med hensyn til komponentvalg, systemløsninger og driftsstrategier.

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

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

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

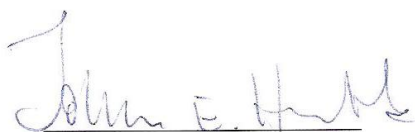
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved aktuelle fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg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

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

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

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

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 7. januar 2008



Johan Hustad, professor
Instituttleder



Jørn Stene, førsteamanuensis II
Faglig ansvarlig/veileder

Kontaktperson(er)/medveileder(e): Geir Eggen, COWI AS
Helge Lunde, Thermoconsult AS

Forord

Denne rapporten er skrevet ved Institutt for energi- og prosesseteknikk, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU), som besvarelse på masteroppgaven "Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større bygninger" høsten 2007.

Jeg vil i den anledning takke veileder Jørn Stene ved SINTEF Energiforskning AS, som med sin store kunnskap innen varmepumper har vært til stor hjelp. Jørn har stort sett alltid vært tilgjengelig og behjelpelig.

Videre vil jeg takke Monica Lium og Kjartan Nesset i Statsbygg som gjorde det mulig for meg å studere varme- og kjøleanlegget ved Universitetet i Stavanger. Jeg vil også rette en stor takk til Geir Sæbø i Statsbygg som til daglig drifter anlegget ved Universitetet i Stavanger. Geir tok imot meg på en kjempefin måte og satte av en hel dag til å gå gjennom hele systemet med meg ved besøk i Stavanger.

Til slutt vil jeg takk min kjære samboer Camilla Sommerseth som har vært til stor hjelp og støtte underveis.

Institutt for energi- og prosesseteknikk
Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU)
Trondheim, juni 2008



Finn Volla Karlsen

Sammendrag

Denne masteroppgaven er skrevet ved Institutt for energi- og prosesseteknikk, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Hensikten har vært å foretå en detaljert analyse av ett eller flere eksempelbygg med varmepumpeanlegg med hensyn til eventuell feilaktig dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift, for å se hva dette har å si for anleggenes energisparing, driftssikkerhet og lønnsomhet. Det analyserte anlegget er varme- og kjølesystemet ved Universitet i Stavanger som har en bygningsmasse bestående av en rekke enkelstående bygg knyttet sammen i et nærvarmenett og gjennom en ringledning for kjøling.

For å beregne ytelser til kjølemaskiner og varmepumper er CoolPack benyttet som beregningsverktøy. CoolPack har relativ lav detaljeringsgrad, og er valgt som beregningsverktøy ut fra tilgjengelig datamateriale for eksisterende kjølemaskiner ved Universitetet i Stavanger.

I beregningene ble det for oppvarming av en luftmengde på 20 000 m^3/h i Stavangerklima funnet at endring av den eksisterende plasseringen av gjenvinningsbatteri og roterende varmegjenvinner i ventilasjonsanlegget kan gi en betydelig energi- og kostnadsbesparelse, selv om dette medfører dårligere effektfaktorer for kjølemaskinene. I ventilasjonsaggregatene ved Universitetet i Stavanger er den eksisterende koblingen slik at varmen først tas ut med varmepumpe før det benyttes roterende varmegjenvinner. Ved bruk av avtrekksluft som varmekilde til varmepumper sammen med roterende varmegjenvinner, anbefales det at varmen fra avtrekksluften varmegjenvinnes med den roterende varmegjenvinneren før varmepumpen tar sin del.

I det analyserte anlegget er spisslastenheter koblet i parallell med kjølemaskiner samt at kjølemaskinenes kondensatorer også er koblet i parallell. Gjennom trivielle beregningsseksempler er det vist at seriekobling er en bedre løsning da dette gir lavere midlere kondenseringstemperatur enn for parallellkobling og følgelig bedre effektivitet. Det anbefales derfor å seriekoble kondensatorer ved sammenkoblinger av flere kjølemaskiner eller varmepumper brukt i oppvarming og kjøling av større bygninger, og å plassere spisslastenheter i serie

etter kjølemaskinenes kondensatorer.

Ved sammenlikning av et alternativ totrinns ammoniakkanlegg og det eksisterende R134a anlegget viste det seg at totrinnsløsningen oppnår bedre ytelser og kan oppnå lavere årskostnader, og dermed gi en mer lønnsom investering. Det er anbefalt å vurdere totrinnsløsningen ved en eventuell utskifting av det eksisterende anlegget. Sammenlikningen viste også at den alternative turtallsregulerte stempelkompressoren oppnår bedre ytelser ved dellast enn skruekompressoren i det eksisterende R134a-anlegget. For varmepumper eller kjølemaskiner brukt til oppvarming eller kjøling av større bygninger anbefales det å bruke turtallsregulerte stempelkompressorer, og ved bruk av skruekompressorer bør disse være turtallsregulerte samt utsyrt med sleideregulering. Det er også antydning at bruk av platefordamper og -kondensator kan gi bedre effektivitet enn rørkjelsvekslere.

Instrumentering ved Universitet ble funnet mangelfull, og har vært en direkte årsak til at det i denne masteroppgaven ikke har latt seg gjøre å foreta målinger for å bestemme anleggets virkelige ytelser. Utbedring og utviding av måleoppdraget samt implementering av dette i anlegget for sentral driftskontroll, slik at anleggets totale ytelse kan bestemmes, vil sannsynligvis gi reduserte driftsproblemer og betydelige kostnadsbesparelser, som følge av muliggjøring av energioppfølging og optimalisering av anlegget.

Summary

This Master thesis is written at the Department of Energy and Process Engineering at the Norwegian University of Science and Technology. The purpose has been to perform a detailed analysis of one or more building examples with heat pump systems considering possible incorrect dimensioning, component and system alternatives and operation, to determine the influence these alternatives makes regarding the systems energy saving, operation stability and profitability. The analyzed system is the heat pump system at the University in Stavanger, whose buildings are attached to a common heating and cooling plant.

Calculations of heat pumps performances has been executed with CoolPack. CoolPack is a “low-detailed” calculation program. This choice has been made due to the available material for the existing heat pumps at the University in Stavanger.

In calculations of heating of 20 000 m³/h ventilation air with Stavanger climate, it has been found that by changing the existing placement of the rotary heat recovery unit and the heat recovery battery in the ventilation system, it is possible to reduce the systems costs even though the heat pumps efficiency reduces. At the University in Stavanger the heat recovery battery catches the exhaust air’s heat before heat recovering with the rotary heat recovery unit. It is recommended to recover heat from the exhaust air with heat recovery units before heat pumps takes its share.

The peak load units in the analyze system are placed in parallel with the existing heat pumps. The heat pumps condensers are also connected in parallel. By looking at a simple calculation example it has been found that parallel connections gives hight condensing temperatures and lowet efficiency for the heat pumps. It is recommended to place peak load unit in series after the heat pumps condensers, and connect the heat pumps condensers in series.

By comparing an alternativ two-stage ammonia heat pump it has been found that this can

achieve better performances and is more profitable than the existing R134a heat pumps. It is recommended to consider the implementation of two-stage ammonia heat pump at the end of the lifetime for the existing heat pumps. A reciprocating compressor with speed control achieve better part load performances than the existing screw compressors equipped with slide valves. The recommendation made for use of heat pumps for heating and cooling purposes in larger buildings is to use reciprocating compressors with speed control. Using screw compressors demands both slide valves and speed control. The comparison also indicated that using plate heat exchangers as evaporator and condenser, is more efficient than shell and tube heat exchangers.

The instrumentation of the actual plant was found inadequate. This has also been the reason why it was impossible to carry out measurements of the heat pumps performances. Expanded instrumentation of the plant might bring down operational difficulties and result in considerably savings due to possible optimization.

Innhold

Forord	v
Sammendrag	vii
Summary	ix
Innhold	xi
Figurer	xv
Tabeller	xvi
Nomenklatur	xix
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Hensikt og omfang	2
1.3 Avgrensninger	2
1.4 Rapportens struktur	3
2 Kjøle- og varmepumpesystemet	5
2.1 Rammebetingelser	5
2.1.1 Universitetsområdet og bygningene	5
2.1.2 Om varme- og kjølesystemet	7
2.2 Varme- og kjøledistribusjon	9
2.3 Kjølv Egelands Hus	10
2.3.1 Effekt- og energibehov	10
2.3.2 Energisentralen i bygg 105	12
2.4 Ventilasjonsluft som varmekilde	13
2.5 Kjølemaskinene i energisentralen	14
2.5.1 Generelt	15
2.5.2 Skruekompressor	18
2.5.3 Fordamper og kondensator	20
2.5.4 Olje- og smøresystem	21
2.5.5 Arbeidsmedium	21
2.5.6 Sammenkobling av aggregatene	23
2.6 Samspill mellom varme- og kjøleprodusenter	24

2.6.1	Kobling av varmepumpe og spisslast	24
2.6.2	Reguleringsstrategi	25
2.6.3	Instrumentering	28
3	Metode	31
3.1	Datainnsamling	31
3.2	Observasjon	32
3.3	Beregningsverktøy	32
3.3.1	FrigoSim	32
3.3.2	CoolPack	33
3.3.3	RnLib	33
3.4	Økonomisk lønnsomhet	34
4	Analyse av energisentral i bygg 105	35
4.1	Forventet ytelse av Trane RTWB 212	35
4.1.1	Antakelser	36
4.1.2	Ytelser ved forskjellige kondenseringstemperaturer	38
4.1.3	Ytelse ved dellast	42
4.1.4	Underkjølingsvarmeveksler	44
4.1.5	Oppsummering	46
4.2	Plassering av roterende varmegjenvinner	48
4.2.1	Antakelser	48
4.2.2	Effekt- og energibehov	50
4.2.3	Alternativ 1 - Varmepumpeenhet plassert før roterende varmegjenvinner	52
4.2.4	Alternativ 2 - Varmepumpeenhet plassert etter roterende varmegjenvinner	55
4.2.5	Sammenlikning	59
4.2.6	Følsomhet	61
4.2.7	Oppsummering	63
4.3	Innkobling av elektrokjel	64
4.3.1	Eksisterende plassering - parallellkobling	65
4.3.2	Alternativ plassering - seriekobling	65
4.3.3	Sammenlikning	66
4.3.4	Oppsummering	68
4.4	Sammenkobling av kondensatorer	69
5	Alternativ varmepumpeløsning - R717	71
5.1	Kort om totrinnsanlegg	72
5.2	Resultater	73
5.2.1	Antakelser	74
5.2.2	Beregnete ytelser	75
5.2.3	Ytelser ved dellast	75
5.3	Sammenlikning	78
5.3.1	Ytelser	78

5.3.2	Ytelser ved dellast	80
5.3.3	Økonomi	80
5.4	Oppsummering	81
6	Resultatenes gyldighet og betydning	83
6.1	Feilkilder	83
6.2	Kritikk	83
6.3	Analyse av energisentralen i bygg 105	84
6.3.1	Forventet ytelse av Trane RTWB 212	84
6.3.2	Plassering av roterende varmegjenvinner	87
6.3.3	Innkobling av elktrokjel	89
6.3.4	Sammenkobling av kondensatorer	90
6.4	Alternativ varmepumpeløsning - R717	90
6.4.1	Antakelsene	90
6.4.2	Resultater og sammenlikning	92
7	Hvordan kan kjøle- og varmepumpesystemet ved UiS forbedres	95
7.1	Plassering av roterende varmegjenvinner	95
7.2	Sammenkoblinger	96
7.3	Kjølemaskin	97
7.4	Instrumentering	97
8	Konklusjon	99
9	Forslag til videre arbeid	101
	Bibliografi	103
	Vedlegg A	A-1
	Vedlegg B	B-1

Figurer

2.1	Universitetsområdet	5
2.2	Oversikt over universitetsområdet	6
2.3	Ventilasjonsaggregat.	7
2.4	Kjølemaskin/varmepumpe.	7
2.5	Gasskjeler	8
2.6	Bygningsmassen tilknyttet nærvarme- og kjølenettet	9
2.7	Rørskjema	10
2.8	Prinsippskisse av energisentral	12
2.9	Skisse av ventilasjonsaggregat	13
2.10	Bilder av kjølemaskinen	14
2.11	Trane RTWB 212	15
2.12	Skisse av VP forfra	17
2.13	Skisse av VP bakfra	17
2.14	Skisse av kuldemediekretsene	18
2.15	Skruekompressor i Trane RTWB 212	19
2.16	Rørkjelsvarmeveksler	20
2.17	Platevarmeveksler	20
2.18	Oljeutskiller	21
2.19	Volumetrisk varmeytelse og trykkforhold	22
2.20	Sammenkobling av aggregatene	23
2.21	Serie- og parallellkobling av spisslast	24
2.22	Utetemperaturkompensering	25
2.23	Pådragskurve vinter	26
2.24	Pådragskurve sommer	27
2.25	Utvidet måleopplegg	28
4.1	Isentropiske virkningsgrader	40
4.2	Dellastkarakteristikk	42
4.3	Prinsippskisse underkjøler	44
4.4	Resultater i log ph-diagram	45
4.5	Resultater i log ph-diagram	47
4.6	COP som funksjon av kondensatortemperatur	47
4.7	Varighet for utetemperatur	51
4.8	Effektvarighet ventilasjonsluft	51
4.9	Effektvarighet med VP-enhet før varmegjenvinner	54
4.10	Effektvarighet med VP-enhet etter varmegjenvinner	58
4.11	Effektvarighet med VP-enhet og roterende varmegjenvinner	60

4.12	Prinsippskjema energisentral	64
4.13	Prinsippskjema over sammenkobling	66
4.14	Prinsippskjema over sammenkoblede aggregater	69
5.1	Prinsippskisse totrinnsanlegg	72
5.2	Ett- og totrinnsanlegg i log ph-diagram	73
5.3	Dellastkarakteristikk stempelkompressor	76
5.4	Prosessene i log ph-diagram for R134a og R717	79
5.5	Sammenlikning av COP for R134a og R717	79
7.1	Prinsippskisse ventilasjonsaggregat	96

Tabeller

2.1	Varme-og kjøleproduserende utstyr	9
2.2	Gjennomsnittlig energibruk 2006	11
2.3	Ytelsesdata for Trane RTWB 212	16
2.4	Ytelsesdata for Trane RTWB 212	16
2.5	Forklaring til figurene 2.12 på side 17 og 2.13 på side 17.	17
2.6	Forklaring til Figur 2.14 på side 18	18
4.1	Nødvendig kompressorvolum	39
4.2	Isentropisk virkningsgrad fra CoolPack	39
4.3	Faste innparametere i Coolpack	41
4.4	Resultater fra CoolPack	41
4.5	Prosentvis endring	41
4.6	Faste innparametere i Coolpack ved kapasitetsregulering	43
4.7	Beregnet nødvendig akseffekt for kompressor	43
4.8	Resultater fra CoolPack ved dellast	43
4.9	Innparametere for kompressor i CoolPack	44
4.10	Resultater underkjøler CoolPack	45
4.11	Prosentvis endring underkjøler	46
4.12	Nødvendig kompressorvolum varmegjenvinning	50
4.13	Varmeleveranser VP-enhet foran varmegjenvinner	53
4.14	Kostnader VP-enhet foran varmegjenvinner	55
4.15	Temperaturer ved varmegjenvinning	57
4.16	Varmepumpeberegning i CoolPack	58
4.17	Varmeleveranser VP-enhet etter varmegjenvinner	59
4.18	Kostnader VP-enhet etter varmegjenvinner	59
4.19	Varmebehov og varmeleveranser for Alternativ 1 og 2	60
4.20	Kostnader for Alternativ 1 og 2	61
4.21	Reduksjon årsvarmefaktor Alternativ 2	62
4.22	Reduksjon virkningsgrad varmegjenvinner	62
4.23	Temperaturer ved parallellkobling	68
5.1	Innparametere for totrinnsanlegg	75
5.2	Resultater fra CoolPack	76
5.3	Innparametere for totrinnsanlegg dellast	77
5.4	Beregnet nødvendig akseffekt for kompressor 2	77
5.5	Resultater fra CoolPack ved dellast 2	77
5.6	Sammenlikning av ytelser for R134a og R717	78

5.7 Sammenlikning av årskostnader 81

Nomenklatur

Latinske bokstaver

a	annuitetsfaktor [m^2]
A	areal [m^2]
B	besparelse [kr/år]
COP	Coefficient of Performance. Effektfaktor for kjølemaskin/varmepumpe [-]
C_p	spesifikk varmekapasitet [Wh/m^3K]
D	årlig driftskostnad [kr/år]
E	Spesifikk energibruk [kWh/m^2]
GWP	Global Warming Potential [-]
I_0	årskostnad [kr/år]
k	elektrisitetspris [kr/kWh]
K	årskostnad [kr/år]
A	\dot{m} [kg/s]
N	brukt om normalgradtall og teknisk/økonomisk levetid
p	trykk
Q	varmeenergi [Wh]
\dot{Q}	varmeeffekt[W]
r	kalkulasjonsrente [-]
$R717$	betegnelse for ammoniakk som arbeids- eller kuldemedium
$R134a$	betegnelse for hydrofluorkarbonet Tetrafluoretan som arbeidsmedium eller kuldemedium
SD	sentral driftskontroll
SPF	Seasonal Performance Factor. Årsvarmefaktor
t	tid [h]
T	temperatur
V	årlig vedlikeholdskostnad [kr/år]
\dot{V}	volumstrøm [m^3/h]
W	tilført energi [Wh]
\dot{W}	tilført effekt [W]

Greske bokstaver

Δ	differanser
η	virkningsgrader [-]/[%]
π	trykkforhold [-]
ρ	masstetthet [kg/m ³]

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Tidsskriftene Tekniske Ukeblad (2006) og Kulde Skandinavia (2007) har i løpet av de siste årene publisert en artikkel hver som forteller om varmepumper som ikke virker som de skal, eller ikke virker i det hele tatt. Artikkene bygger på Statsbyggs undersøkelse av samtlige varmepumper installert i statlige bygg i løpet av nittiårene. Undersøkelsen viste at kun et 1 av 11 anlegg fungerte tilfredsstillende, 5 virket ikke som forutsatt og 5 virket ikke i det hele tatt.

I artikkelen i Teknisk Ukeblad fortelles det om at Statsbyggs gjennomgang avdekket en rekke feil som gikk igjen. Det antydes i artikkelen at vanlige feil er at forholdet mellom effekt og energibehov ikke er kartlagt godt nok, og at mange glemmer å ta hensyn til store internlaste. Videre byr ofte samspillet mellom varmepumpe, kjel og distribusjonsanlegg på vansker. Mangelfull eller manglende instrumentering er et gjentakende problem som medfører sviktende drift, oppfølging og kontroll.

Det benyttes i dag mange forskjellige dimensjoneringskriterier, komponentvalg og systemløsninger for varmepumpesystemer for oppvarming og eventuelt kjøling av større bygninger. Mange anlegg fungerer derimot ikke som de skal, med redusert energisparing, økte vedlikeholdskostnader, ulike praktiske problemer og driftshavari som resultat. Det er derfor av interesse å kunne komme fram til konkrete anbefalinger vedrørende varmepumpeprosjekter i framtiden.

I prosjektoppgaven som er forløperen til denne masteroppgaven ble det foreslått at ved å studere dagsaktuelle konkrete anlegg nøye med bistand fra byggherre eller anleggseier burde det være mulig og komme med konkrete anbefalinger til forbedring av det studerte anlegget, men også lære av gode og dårlige løsninger til framtidige anlegg. En del av masteroppgaven var å finne fram til eller identifisere aktuelle anlegg som kan

være interessante å studere. Etter kontakt med Statsbygg ble det bestemt at varme- og kjølesystemet ved Universitetet i Stavanger skulle gjennomgås. Dette er stort og relativt komplekst system bestående av mange bygninger knyttet sammen via nærvarmenett og en ringledning for kjøling med energisentraler plassert i forskjellige bygg.

1.2 Hensikt og omfang

Denne masteroppgavene er gitt av NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk. Hovedmålet med oppgaven er å foreta en detaljert analyse av ett eller flere eksempelbygg med hensyn til eventuell feilaktig dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift, for å se hva dette har å si for anleggenes energisparing, driftssikkerhet og lønnsomhet.

Masteroppgaven er besvart ut i fra den gitte oppgavetekstens 3 hovedpunkter. Det første punktet var å identifisere aktuelle anlegg bestående av varmepumpende systemer. Etter en periode med kartlegging av aktuelle anlegg og eiere ble det bestemt at varme- og kjøleanlegget ved Universitetet i Stavanger skulle gjennomgås i denne masteroppgaven.

Det andre punktet var å foreta en detaljert gjennomgang av det utvalgte varmepumpeanlegget med hensyn til blant annet dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift, som også kunne inkludere måldata fra anlegget hvis tilgjengelig. Dette punktet er besvart ved å presentere anlegget og knytte det sammen med relevant fagteori, studere prinsippskjemaer, befaring av anlegget og ved å benytte data tilgjengelig gjennom brukergrensesnittet til anlegget for sentral driftskontroll.

Det siste punktet i oppgaveteksten gikk ut på å komme med konkrete anbefalinger for forbedringer av anlegget med hensyn til komponentvalg, systemløsninger og drift. Anbefalinger er gitt ut ifra den detaljerte gjennomgangen av det aktuelle anleggets valgte systemløsninger, komponentvalg og diskusjon med bakgrunn i vurderinger og beregninger av anlegget.

1.3 Avgrensninger

I rapporten er det antatt at elementære begrep, varmepumpeprosessen og en del termodynamiske sammenhenger er kjent for leseren.

På grunn av at varmepumpesystemet ved Universitetet i Stavanger er et stort og relativt komplekst system, har det som følge av blant annet tidsaspektet i masteroppgaven og anleggets beliggenhet vært nødvendig med avgrensninger. Gjennomgangen av varme- og kjøleanlegget i denne masteroppgaven er derfor avgrenset til å gjelde energisentralen i bygg 105 i Kjølv Egeland's Hus ved Universitetet i Stavanger. Denne avgrensningen er gjort i samråd med de som drifter anlegget (Statsbygg) og på grunn av at energisentralen blant annet består av 3 kjølemaskiner/varmepumper. I Vedlegg A vises prinsippkjemaer for varme- og kjøleanlegget for alle byggene samt et eget prinsippkjema for energisentralen som avgrensningen gjelder for.

1.4 Rapportens struktur

Rapportens hoveddeler består av:

- Kapittel 1 Innledning
- Kapittel 2 Kjøle- og varmepumpesystemet
- Kapittel 3 Metode
- Kapittel 4 Forventet ytelse av Trane RTWB 212
- Kapittel 5 Alternativ varmepumpeløsning - R717
- Kapittel 6 Resultatenes gyldighet og betydning
- Kapittel 7 Hvordan kan kjøle- og varmepumpesystemet ved UiS forbedres
- Kapittel 8 Konklusjon
- Kapittel 9 Forslag til videre arbeid

I kapittel 2 presenteres kjøle- og varmepumpesystemet ved Universitetet i Stavanger sammen med relevant teori. Kapittel 3 beskriver de valgte benyttede metodene for å besvare masteroppgavene. Videre følger kapittel 4 og 5 hvor resultatene for analysen av energisentralen i bygg 105, Kjølv Egeland's Hus og beregningsresultater for en alternativ varmepumpeløsning, samt antakelsene som ligger til grunn presenteres. I kapittel 6 vurderes og diskuteres de oppnådde resultatene, og kapittel 7 viser de konkrete anbefalingene som kan forbedre anlegget.

2 Kjøle- og varmepumpesystemet

2.1 Rammebetingelser

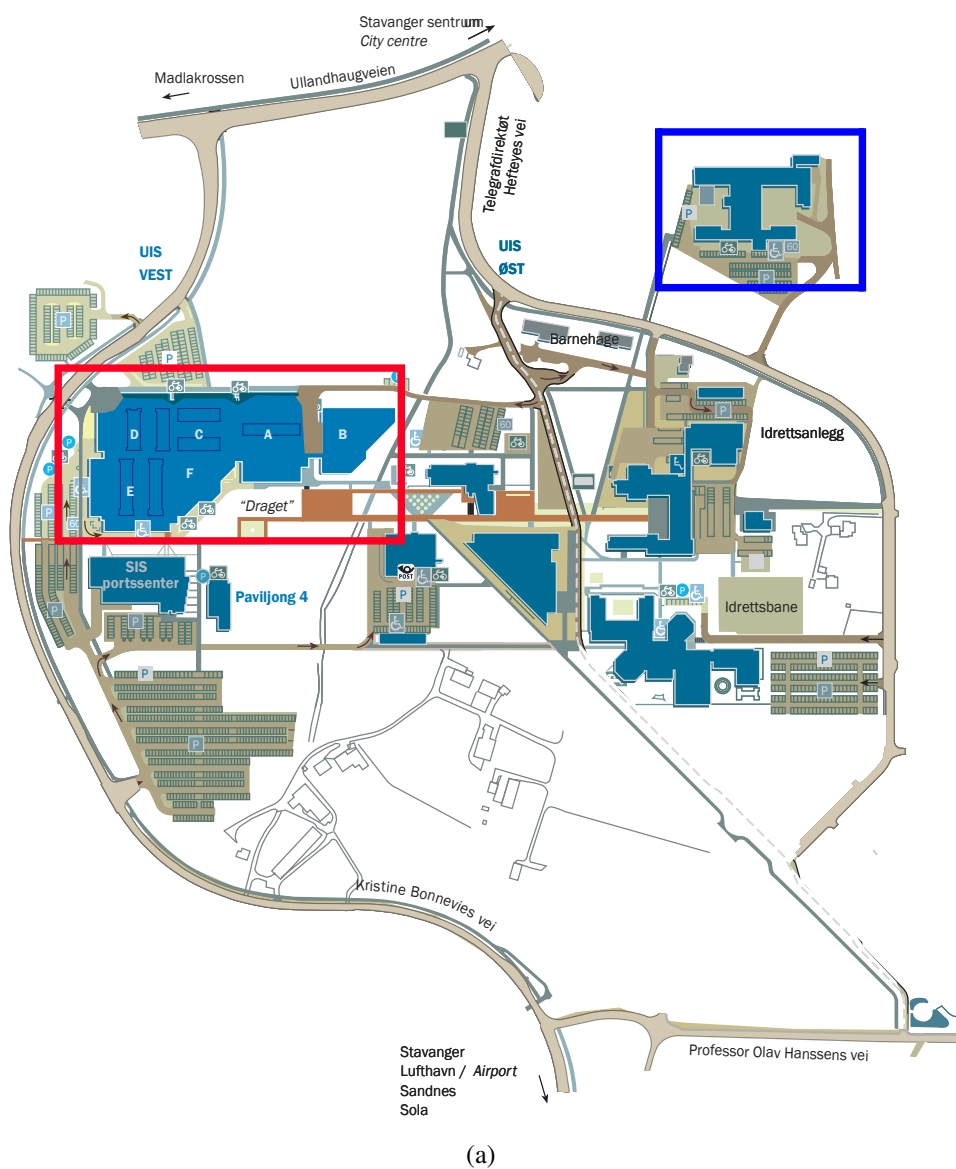
2.1.1 Universitetsområdet og bygningene

Universitetet i Stavanger (UiS) så dagens lys i januar 2005 etter at Høgskolen i Stavanger fikk universitetsstatus. Universitetet har omlag 8000 studenter og 1000 ansatte (UiS 2008). Universitetsområdet er lokalisert på Ullandhaug ca 4,5 km fra Stavanger sentrum. Se Figur 2.1.



Figur 2.1: Bilde av universitetsområdet på Ullandhaug (UiS 2008).

Bygningene på universitetsområdet er oppført i ulike byggetrinn. Den største byggeperioden var i løpet av en femårsperiode fram til 1979 med totalt 20 000 m² med undervisningsbygg. Siste avsluttede byggetrinn består av et nybygg og et tilbygg ferdigstilt i 2006 (Statsbygg 2006). Bygningsmassen på universitetsområdet på Ullandhaug har per i dag et samlet areal på omtrent 100 000 m² (UiS 2008). Se Figur 2.2 på neste side.



Figur 2.2: Oversikt over universitetsområdet (a). Gammel (b) og ny bygning (c).

2.1.2 Om varme- og kjølesystemet

Totalt oppvarmet areal for bygningene er på omlag 80 000 m² (Sæbø 2008). For arealer med kjølebehov har det ikke latt seg gjøre å framskaffe et riktig anslag.

I de fleste bygningene på universitetsområdet er det installert vann/vann-kjølemaskiner/varmepumper i ulike størrelser. Kjølemaskinene er via væskekobling knyttet til ventilasjons-anlegget og tar ut varmen fra avtrekksluften i det balanserte ventilasjonsanlegget. Kjølemaskinene brukes til å kjøle ventilasjonsluft, og levere kjøling til bygg og rom etter behov ved hjelp av eksempelvis ”fancoils” eller kjølebafler. Kjølemaskinene leverer varme til opp-varming av ventilasjonsluft, tappevann og til gulvvarme- og radiatoranlegg.

Kjølemaskinene er tilknyttet rørrnett for nærvarme og ringledning for kjøling mellom byggene. Samtlige bygninger, unntaken en (se bygg i blå ramme i Figur 2.2 på forrige side), er tilknyttet nærvarmenettet og ringledning for kjøling. Figur 2.3 og Figur 2.4 viser et ventilasjonsaggregat og en kjølemaskin/varmepumpe fra Universitetet i Stavanger.

Varmesystemet er et akkumulatorsystem som mottar og lagrer overskuddsvarme. Denne varmen utnyttes i perioder med varmeunderskudd til forvarming av varmtvann, romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluften. Kjølemaskinenens/varmepumpens kondensatorside er tilknyttet varmenettet slik at varme kan leveres og mottas fra nærvarmenettet. Kjølesystemene knyttes sammen via ringledning slik at tilknyttede kjølesystemer kan levere og motta isvann.



Figur 2.3: Ventilasjonsaggregat.



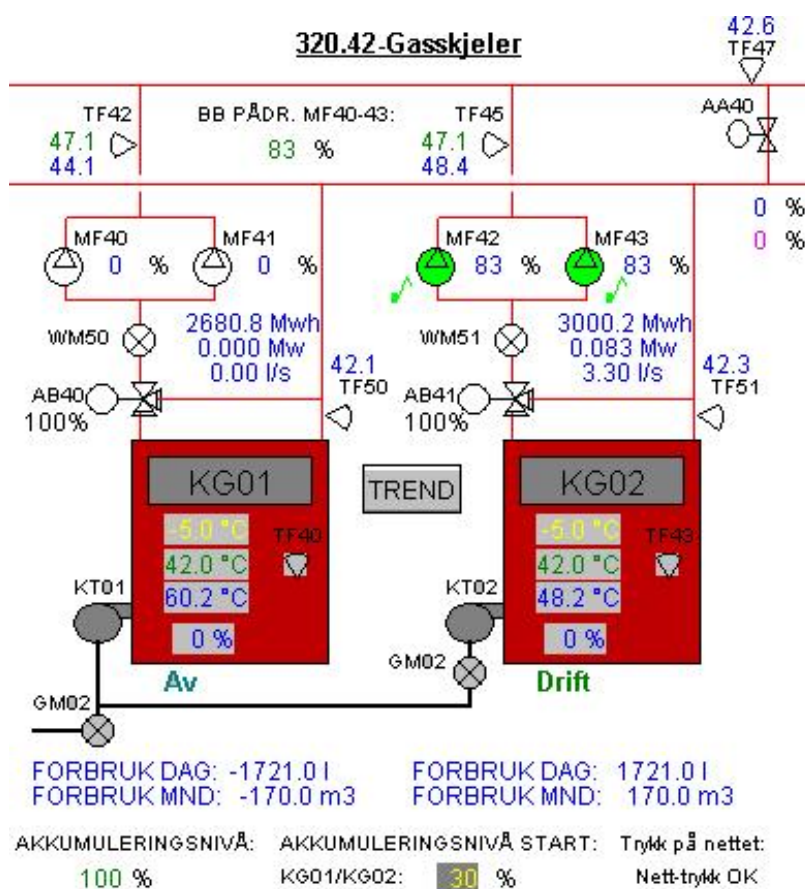
Figur 2.4: Kjølemaskin/varmepumpe.

Kjølemaskinene/varmepumpene er planlagt å gå i sommer- (kjøle-drift) og vinterdrift (varmedrift). I kjøle-drift reguleres kjølekapasiteten etter inngående isvannstemperatur (8 °C ved dimensjonerende forhold). Det kalde vannet føres til kjølebatterier i ventilasjons-

anleggets tilluftdel. Overskuddsvarmen pumpes først inn i nærvarmenettets turledning og deretter til akkumulatorene. Utnyttet overskuddsvarme blir fjernet via kondensatorbatterier på avtrekksida i ventilasjonsanlegget og “kasta over tak”.

I vinterdrift kapasitetsreguleres kjølemaskinene etter utgående kondensatortemperatur. Kjølemaskinene i de forskjellige byggene kobles sekvensielt inn av anlegget for sentral driftskontroll (SD-anlegg) etter utetemperaturen. Ved innkobling er det planlagt at kjølemaskinene kjøres med maksimal effekt. Under vinterdrift føres det kalde vannet på fordamperensida ut til kondensatorbatteriene (gjenvinningsbatteri) plassert i avtrekksluften, for å gjenvinne varmen i avtrekksluften. Fra kondensatorsida føres varmtvannet til varmebatteri på tilluftensida, som er de samme som blir benyttet som kjølebatterier ved sommerdrift. Varme som ikke utnyttes lokalt fordeles i nærvarmenettet eller akkumuleres.

I tillegg til kjølemaskineri/varmepumper er det installert elkjel og gasskjeler for å dekke toppplastbehovet. Figur 2.5 viser gasskjelene slik de framkommer i brukergrensesnittet i anlegget for sentral driftskontroll.



Figur 2.5: Gasskjeler slik de vises fra SD anlegget (TAC 2008).

2.2 Varme- og kjøledistribusjon

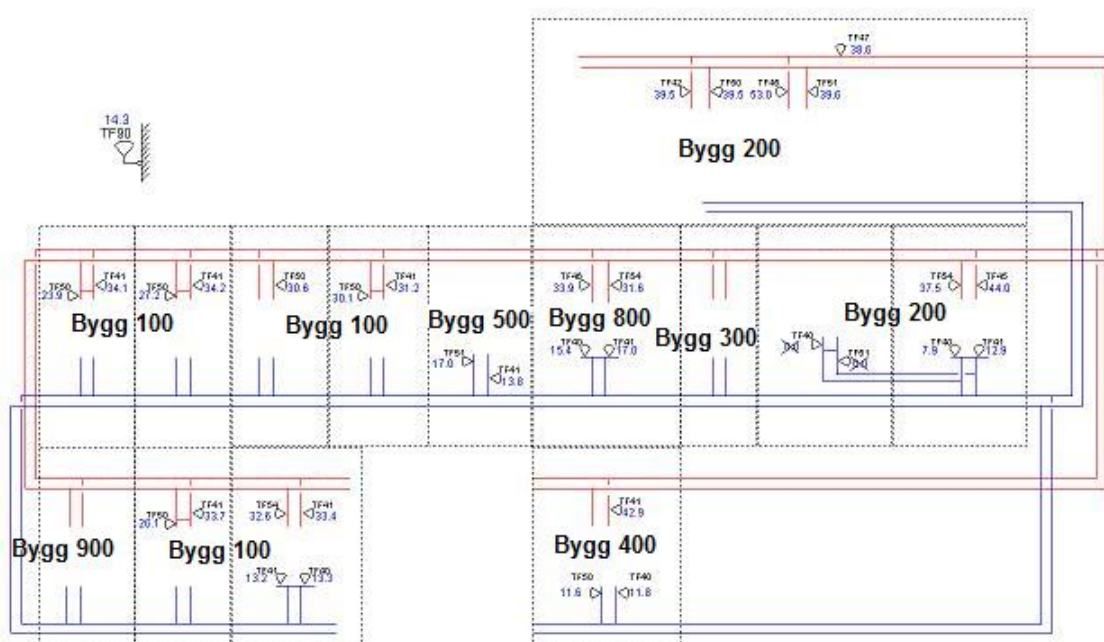
Varme- og kjøledistribusjonen ved Universitetet i Stavanger består, som tidligere nevnt, av varme- og kjøleproduserende utstyr plassert i de ulike byggene og knyttet sammen via nærvarmeledning og ringledning for kjøling. Figur 2.6 sammen med Tabell 2.1 viser de ulike installasjonene i bygningsmassen. Figur 2.7 på neste side viser et prinsipielt rørskjema over nærvarme- og nærkjølenettet for varme- og kjøledistribusjon til bygningene. Prinsippskjema for alle bygningene er vedlagt i Vedlegg A.



Figur 2.6: Bygningsmassen på universitetsområdet tilknyttet nærvarmenettet og ringledning for kjøling (TAC 2008).

Tabell 2.1: Varme- og kjøleproduserende utstyr i bygningsmassens energisentraler tilknyttet nærvarmenettet og ringledning for kjøling

Bygg 100	101: 2 stk akkumulatører på 28 000 L. 1 stk kjølemaskin integrert i lab.aggregater for laboratoriet, som har 24 timers drift, 137/183 kW. 1 stk elementkjel kapasitet 1200 kW. 105: 2 stk akkumulatører på 50 000 L. 3 stk kjølemaskiner/varmepumper 900 kW. 1 stk elementkjel, kapasitet 750 kW.
Bygg 200	201: 2 stk gasskjeler 204: 1 stk varmepumpe 115/155 kW
Bygg 500	1 stk kjølemaskin/varmepumpe
Bygg 800	2 stk kjølemaskiner/varmepumper kapasitet 750/1000 kW



Figur 2.7: Prinsskema over nærvarmeledning og ringledning for kjøling (TAC 2008).

2.3 Kjølv Egeland's Hus

Kjølv Egeland's hus er det største enkeltstående bygget ved Universitetet i Stavanger. Bygget har et samlet oppvarmet areal på omtrent 44 000 m², og er oppført i ulike byggetrinn fra 1972 fram til 1985.

2.3.1 Effekt- og energibehov

Det har av forskjellige årsaker ikke latt seg gjøre å framskaffe noe beregnet eller målt effekt- og energibehov for Kjølv Egeland's Hus. Den viktigste årsaken er at det ikke er målt eller mulig å måle effekt- og energibehov på grunn av mangelfull instrumentering eller manglende integrering i den sentrale driftskontrollen.

Som et estimat på energibruken er tall fra rapporten "Bygningsnettverkets energistatistikk 2006" lagt til grunn for å gi en indikativ verdi på hva energibehovet er i en eksisterende gjennomsnittlig universitets- og høgskolebygning. I statistikken er det tatt utgangspunkt i gjennomsnittlig temperatur- og stedskorrigert spesifikk energibruk for bygningskode 62, Universitets- og høgskolebygg (Enova 2007). Tabell 2.2 på neste side viser tallene.

Tabell 2.2: Gjennomsnittlig spesifikk energibruk i 2006 (kjøpt/tilført energi), både temperatur- og stedskorrigert, og faktisk brukt, i kWh/m² oppvarmet areal (Enova 2007)

Type bygg	Antall	Totalt oppv. areal	Gj.snittlig temp-og stedskorr. spesifikk energibruk	Gj.snittlig virkelig spesifikk energibruk
	[-]	[m ²]	[kWh/m ²]	[kWh/m ²]
Bygning med audiotorie, lesesal mm	38	479 985	266	250
Spesialbygning	10	49 443	392	363
Annen universitets-/høgskolebygn.	21	179 830	216	230
Universitets- og høgskolebygning	69	709 258	269	260

Tallene i Tabell 2.2 er korrigert til Oslo-klima for å ta opp geografiske skjevheter i utvalget. For å finne den stedsspesifikke verdien regnes den temperaturavhengige andelen av energibruken om ved hjelp av forholdet mellom det aktuelle stedets og Oslos normalgradtall.

$$E_{bygg,lokalt} = E_{bygg} \cdot (1 - A) + E_{bygg} \cdot A \cdot (N_{lokalt} / N_{Oslo}) \quad (2.1)$$

$E_{bygg,lokalt}$: Temperaturkorrigert spesifikt energibruk lokalt

E_{bygg} : Temperaturkorrigert spesifikt energibruk

A : Temperaturavhengig andel

N_{lokalt} : Normalgradtall lokalt

N_{Oslo} : Normalgradtall Oslo (4041)

For 2006 var den gjennomsnittlige steds- og temperaturkorrigerte spesifikke energibruken for en universitets- og høgskolebygning på 269 kWh/m². Ved å korrigere denne verdien ved hjelp av normalgradtallet til Stavanger (3380) gir dette en verdi på 243 kWh/m². Totalt kjøpt/tilført energi for en gjennomsnittlig universitets- og høgskolebygning beliggende i Stavanger kan da finnes ved

$$Q_{kjopt,tilfort} = E_{bygg,lokalt} \cdot A_{bygg} \quad (2.2)$$

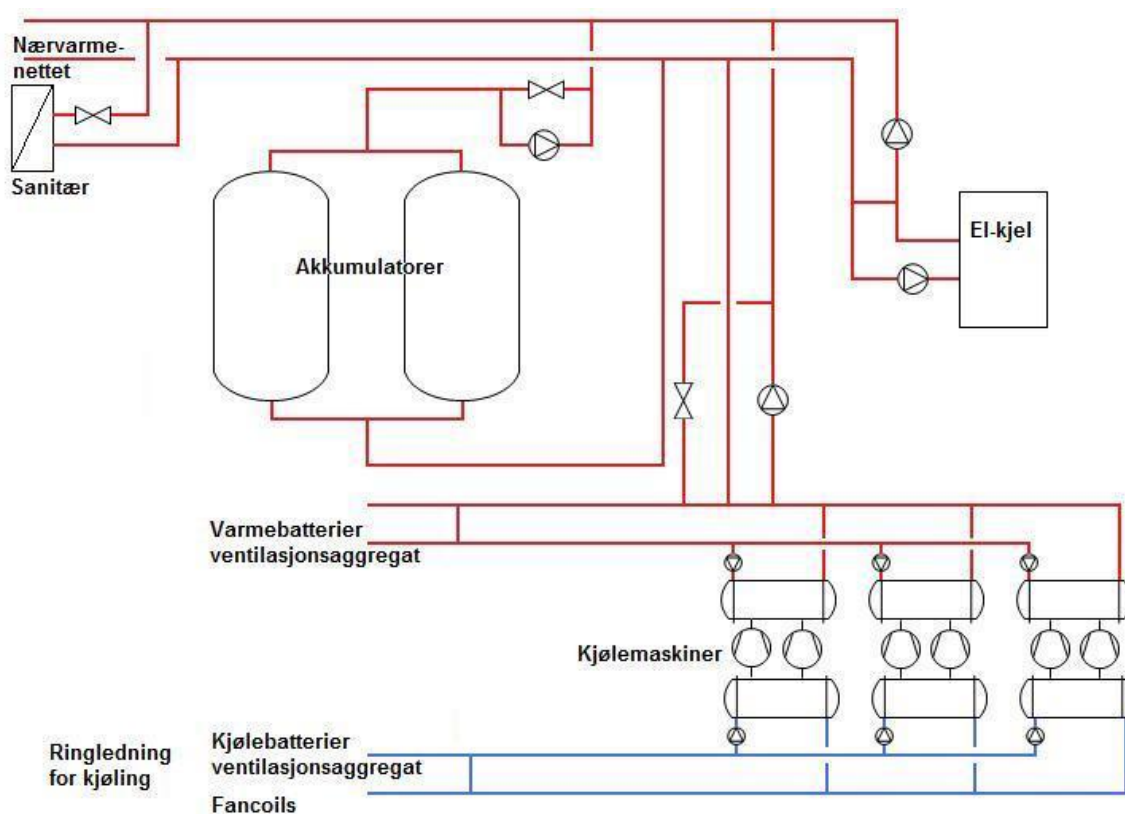
der A_{bygg} er byggets totale oppvarmede areal.

2.3.2 Energisentralen i bygg 105

Bygg 105 utgjør E-blokka i Kjølv Egeland's Hus, og energisentralen i dette bygget er gjennomgått og analysert i denne masteroppgaven. (Se kapittel 1.3 på side 2).

Energisentralen i bygg 105 består hovedsaklig av:

- Ventilasjonsaggregater med roterende varmegjenvinner og kjøle- og varmebatterier
- 3 kjølemaskiner/varmepumper med kuldeytelse à ca 300 kW
- 2 akkumulatortanker à 50 000 liter
- 1 elektrokjel på 750 kW
- Sanitæranlegg. Varmtvannsberedning



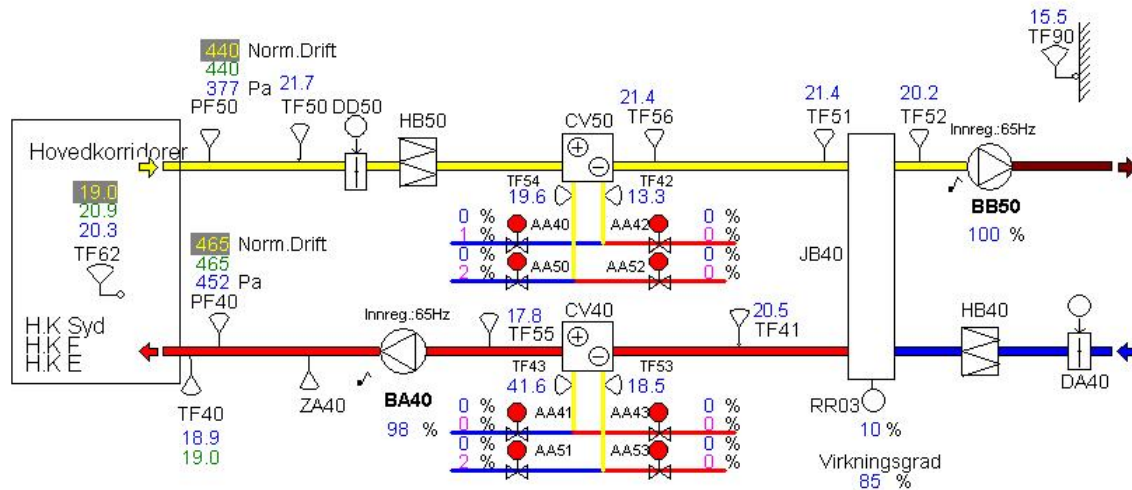
Figur 2.8: Prinsipiell skisse av varme- og kjøledistribusjon i energisentralen.

Figur 2.8 viser at kjølemaskinene er parallellkoblede både på fordampers- og kondensatorsida, samt at elektrokjelene står i parallell med kjølemaskinene. Disse valgte løsningene er kommentert i avsnitt 2.5.6 på side 23 og underkapittel 2.6 på side 24.

2.4 Ventilasjonsluft som varmekilde

Kjølemaskinene benytter avtrekksluften i det mekanisk balanserte ventilasjonsanlegget som varmekilde. Varmen hentes ut ved hjelp av væskekoblede kjølebatterier (gjenvinningsbatteri) plassert på avtrekkssiden som fører varmen til kjølemaskinens fordampere. Ventilasjonsaggregatene er utstyrt med en roterende varmegjenvinner. Gjenvinningsbatteriene er koblet slik at de tar ut varme før den roterende varmegjenvinneren i avtrekkskanalen på samtlige ventilasjonsaggregater som benytter roterende varmegjenvinner i Kjølv Egelands hus. Se Figur 2.9.

Til sammen behandles en total luftmengde på 177 000 m³/h fordelt på 4 aggregater på henholdsvis 20 000 m³/h, 44 000 m³/h, 48 000 m³/h og 65 000 m³/h.



Figur 2.9: Skisse av et ventilasjonsaggregat slik det vises i SD-grensesnittet.

Avtrekksluften i ventilasjonsanlegg holder jevn og høy temperatur gjennom hele fyringsesongen og er slik sett en interessant varmekilde. I et balansert ventilasjonsanlegg uten annen varmegjenvinning enn varmepumpesystemet må varmepumpen tilpasses for oppvarming av tilluften. Varmebehovet til andre formål kan da vanskelig dekkes av samme varmepumpe, men selve temperaturløftet for varmepumpen blir moderat i et slikt system, og det oppnås høy og stabil effektfaktor (COP).

Lønnsomheten for et slikt system blir som regel dårligere enn bruk av konvensjonell varmegjenvinning som for eksempel roterende varmegjenvinner. Disse har har betydelig mindre investeringskostnad, men gir ikke like stor gjenvinningsgrad (Statsbygg 2007).

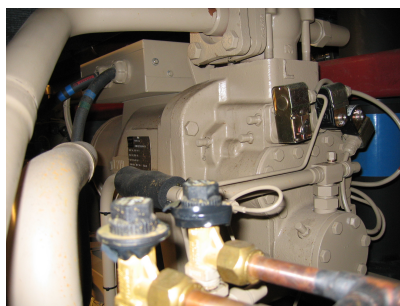
Ved bruk av avtrekksluft fra ventilasjonsanlegget som varmekilde til varmepumpe sammen med varmegjenvinner, er hovedregelen at varmegjenvinneren plasseres før varmepumpeenheten på avtrekksiden. Dette er termodynamisk sett den beste løsningen. Varmegjenvinneren medfører at oppvarmingsbehovet av tilluften som varmepumpen skal dekke reduseres og at varmekildens temperatur blir lavere. Selv om dette medfører dårligere lønnsomhet for varmepumpen alene, er det allikevel den totaløkonomiske beste løsningen (Stene 2001b).

2.5 Kjølemaskinene i energisentralen

I dette underkapittelet gjennomgås de installerte kjølemaskinene i energisentralen i bygg 105. Først presenteres kjølemaskinenes oppgitte ytelser i henhold til oppgitte leverandørdata, og kjølemaskinenes arbeidsmedium, oppbygging og komponenter. I de påfølgende avsnitt ses det nærmere på kjølemaskinenes hovedkomponenter og deres egenskaper, valgt arbeidsmedium og hvordan kjølemaskinene er koblet sammen. Figur 2.10 viser bilder av noen av aggregatets komponenter.



(a) Kondensator



(b) Skruekompressor



(c) Fordamper

Figur 2.10: Bilder av kjølemaskinens kondensator (a), skruekompressor (b) og fordamper (c).

2.5.1 Generelt

I Kjølv Egelands Hus er det plassert 3 kjøle-/varmepumpeaggregater. Aggregatene ble installert i 2005 som vannkjølede isvannsmaskiner hver bestående av 2 skruekompressorer og 2 separate kjølemediereiser. Aggregatenes fordampere og sugeledninger er isolert med isoleringsmaterialet "Armaflex". Kjølemaskinene er designet for innendørs installasjon og bruk (Kjøle og fryseteknikk 2005).



Figur 2.11: Kjølemaskin av type Trane RTWB 212.

Aggregatene er av merke Trane modell RTWB 212 (se Figur 2.11.) og består av følgende av hovedkomponenter (Kjøle og fryseteknikk 2005):

- Skruekompressorer
- Rørkjelsfordamper (shell-and-tube) for direkte ekspansjon
- Rørkjelskondensator (shell-and-tube) fylt type
- Olje og smøresystem
- Fabrikkmontert elektronikkenskap
- Automatikkmodul(UCM)

Kjølemediet benyttet i aggregatet er R134a. Fyllingen i aggregatet oppgis fra leverandør til å være 60 kg R134 per kjølemediereise, altså en total fylling på 120 kg R134a per aggregat. Maksimalt utgående vanntemperatur er oppgitt til 60 °C. Videre oppgis det at aggregatet

kan oppnå en effektfaktor (COP) på 4.1 ved inn- og utgående vanntemperatur i fordamper på 12 og 7 °C med en gjengroingsfaktor (“fouling factor”) på 0.0176 m²K/kW, og inn og utgående vanntemperatur i kondensator på 30 og 35 °C med en gjengroingsfaktor på 0.044 m²K/kW. Ved disse betingelsene skal aggregatet oppnå en kjølekapasitet på 362 kW med kompressoreffekt på 87 kW (Trane 2008b).

Tabell 2.3 og Tabell 2.4 viser leverandørens oppgitte ytelser ved forskjellige temperaturkonfigurasjoner (Trane 2008b).

Tabell 2.3: Ytelsesdata for Trane RTWB 212 i form av kulde- og kompressorytelse (Trane 2008b).

Inn- og utgående vanntemperatur fordamper	Inn- og utgående vanntemperatur kondensator [°C]					
	30 - 35		35 - 40		40 - 45	
	\dot{Q}_0	\dot{W}	\dot{Q}_0	\dot{W}	\dot{Q}_0	\dot{W}
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
5 - 10	340	85	321	92	301	100
7 - 12	364	88	344	94	324	102
9 - 14	390	90	369	97	347	104

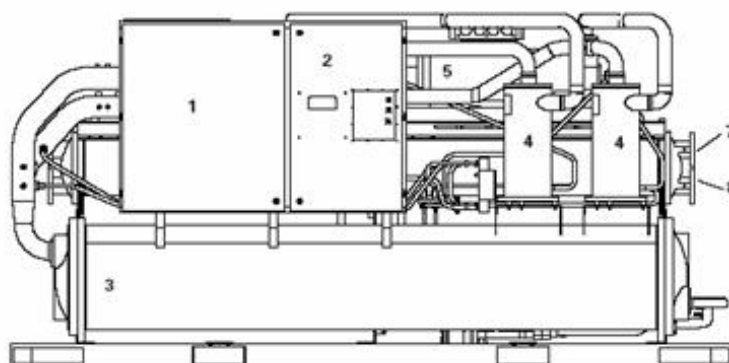
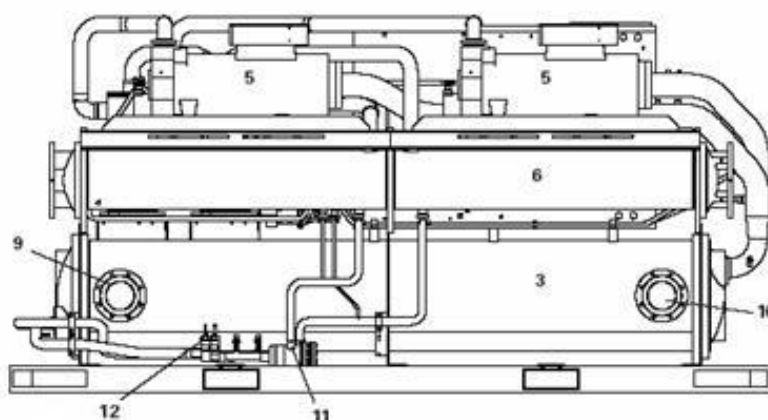
Tabell 2.4: Ytelsesdata for Trane RTWB 212 i form av effektfaktor (COP) (Trane 2008b).

Inn- og utgående vanntemperatur fordamper	Inn- og utgående vanntemperatur kondensator [°C]		
	30 - 35	35 - 40	40 - 45
	COP_{kjol}	COP_{kjol}	COP_{kjol}
[°C]	[-]	[-]	[-]
5 - 10	4	3.5	3.3
7 - 12	4.1	3.7	3.2
9 - 14	4.3	3.8	3.3

Figur 2.12 på neste side, Figur 2.13 på neste side og Figur 2.14 på side 18 viser oppbygningen av “RTWB 212”-aggregatet, med forklarende tabeller.

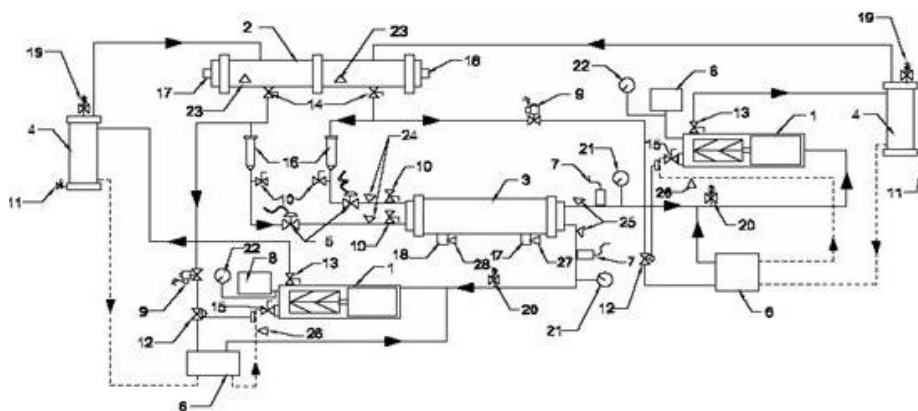
Tabell 2.5: Forklaring til figurene 2.12 og 2.13.

Nummer	Komponent	Nummer	Komponent
1	El-tavle	7	Kondensatorvann ut
2	Automatikktafle	8	Kondensatorvann inn
3	Fordamper	9	Fordamper ut
4	Oljeutskiller	10	Fordamper inn
5	Skruekompressor	11	Tørrefilter
6	Kondensator	12	Elektronisk ekspansjonsventil

**Figur 2.12:** Skisse av kjølemaskin RTWB sett forfra (Kjøle og fryseteknikk 2005).**Figur 2.13:** Skisse av kjølemaskin RTWB sett bakfra (Kjøle og fryseteknikk 2005).

Tabell 2.6: Forklaring til Figur 2.14

Nummer	Komponent	Nummer	Komponent
1	Kompressor	15	Oljekretsventil
2	Kondensator	16	Filter
3	Fordamper	17	Kaldt vann ut
4	Oljeutskiller	18	Kaldt vann inn
5	Elektronisk ekspansjonsventil	19	Høytrykkspressostat
6	Oljekjøler	20	Lavtrykk sikkerhetsventil
7	Lavtrykkswitch	21	Lavtrykksmanometer
8	Høytrykkswitch	22	Høytrykksmanometer
9	Magnetventil	23	Temperaturføler(ford.)
10	Påfyllingsventil	24	Temperaturføler(kond.)
11	Oljeutskiller avtappingsventil	25	Temperaturføler(sug.)
12	Oljekjøler ekspansjonsventil	26	Temperaturføler(olje.)
13	Høytrykksventil	27	Temperaturføler(kaldt vann tur)
14	Væskeledning serviceventil	28	Temperaturføler(kaldt vann retur)

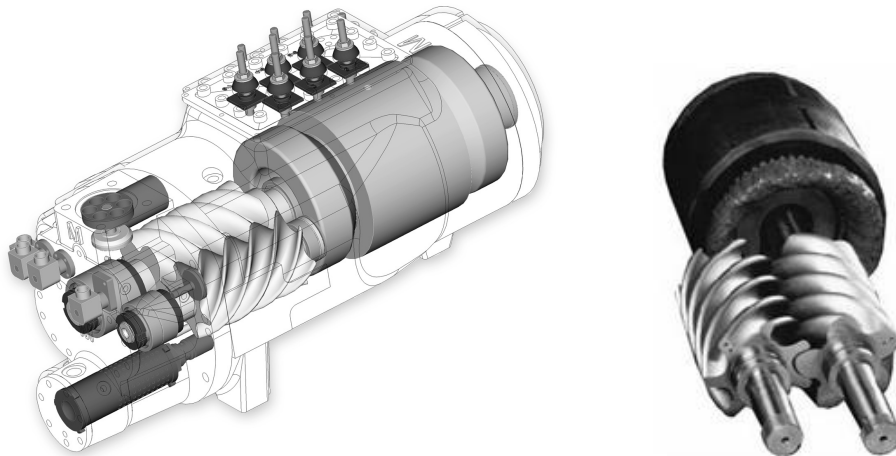


Figur 2.14: Skisse av kuldemediekretsene (Kjøle og fryseteknikk 2005).

2.5.2 Skruekompressor

Aggregatet Trane RTWB 212 er utstyrt med 2 skruekompressorer i semi-hermetisk direktekoblet (3000 rpm, 50 Hz) utførelse drevet av en sugegasskjølt, hermetisk forseglet 2-pols kortslutningsmotor. Kompressorenes ytelse ved ulike lastsituasjoner reguleres ved hjelp av en glideventil (sleiderregulering) som tillater tilbakestrømning tilpasset lastsituasjonen.

Skruekompressorene er også utstyrt med innretning for oljefiltrering og bunnkassevarmer. Oljeseparsjonssystemet er separert fra kompressoren og ligger eksternt (Trane 2008a). (Se avsnitt 2.5.4 på side 21) (Trane 2008a).



Figur 2.15: Tegninger av skruekompressoren i RTWB 212 (Trane 2008a).

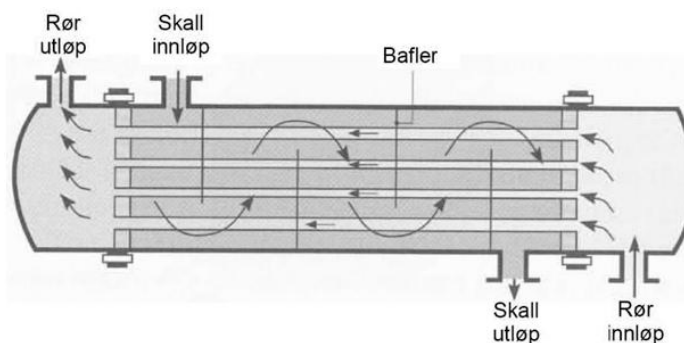
Skruekompressorene installert i det overnevnte aggregatet er såkalte twin-skruekompressorer (se Figur 2.15). Denne typen kompressor består av to skruer, en hunnskruer med 7 skrueformede spor, og en hannskruer med 5 skrueformede spor som drives av motoren. Motoren i dette tilfellet er en 2-pols kortslutningsmotor 3000 rpm. Ved å sprøyte olje inn i rotorinntaket sikres friksjonsfri gang, smøring av rotorene og god tetning. Oljen kjøler gassen og gir lav trykkgasstemperatur. Dette krever derfor et system for kjøling av oljen. Bruk av skruekompressor krever i likhet med stempelkompressor et eget oljertursystem. (Stene 2001b)

Skruekompressoren har fast innebygd volumforhold som medfører over- og underkompresjon ved drift utenfor dimensjoneringspunktet. De fleste skruekompressorene er utstyrt med sleide for trinnløs regulering av volumforholdet. Turtallsregulering gir bedre delastvirkningsgrad, men har en begrensning på regulering ned til 50 % ytelse fordi lekkasjen gjennom rotoren øker ved minkende turtall. På grunn av sin lave virkningsgrad ved delastdrift og fast innebygget volumforhold, egner skruekompressoren seg best ved stabile driftsforhold. (Selvåg 2007)

Som anbefaling ved bruk av skruekompressorer til oppvarming av større bygninger bør kompressoren kunne turtallreguleres og ha sleide for regulering av innebygd volumforhold (Stene 2007).

2.5.3 Fordamper og kondensator

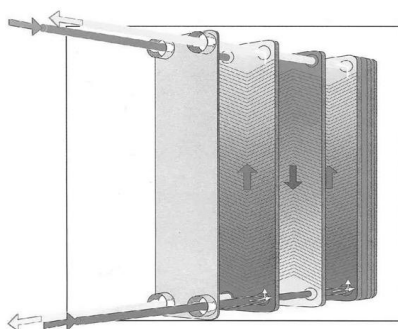
Fordamperen og kondensatoren er horisontale rørkjelsvarmevekslere (shell-and-tube). Figur 2.16 viser prinsipiell oppbygging av en rørkjelsvarmeveksler.



Figur 2.16: Prinsipiell skisse av rørkjelsvarmeveksler (Selvåg 2007).

Kondensatoren er av fylt type det vil si at arbeidsmediet går utenpå rørene, på skallsiden, mens fordamperen er av tørr type som betyr at arbeidsmediet går inni rørene, på rørsiden. For væskeregulering i fordamperen benyttes en elektronisk ekspansjonsventil. Disse er dyrere enn termiske ventiler, men har bedre egenskaper (Stene 2001b).

En rørkjelsvarmeveksler har relativt gode varmeoverføringsegenskaper, men er vesentlig mer plasskrevende og har større fyllingsmengde enn platevarmeveksleren, som i dag stort sett har erstattet rørkjelveksleren (Stene 2001b). Se Figur 2.17.

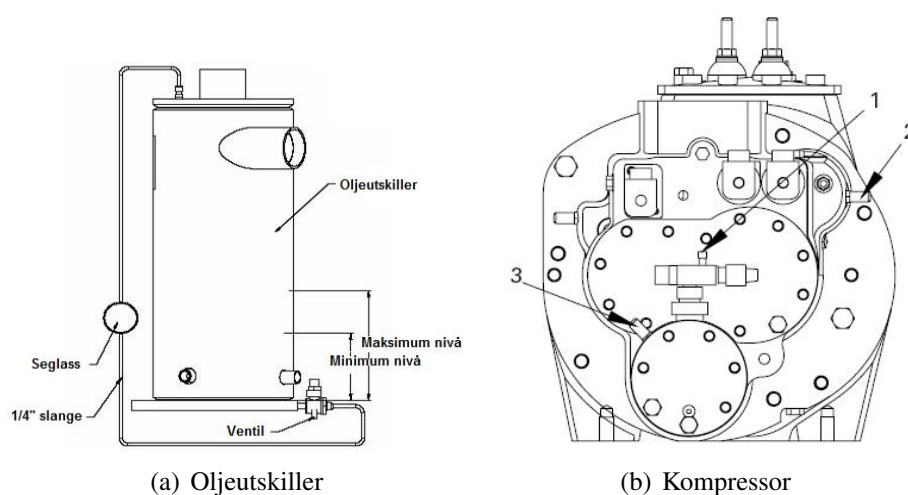


Figur 2.17: Prinsipiell skisse av platevarmeveksler (Stene 2007).

Rørkjelvarmeveksleren er dessuten mindre effektiv enn platevarmeveksleren. Strømningen i rørkjelveksleren er slik at fullstending motstrøms varmeveksling ikke oppnås. Platevarmeveksleren består av parallelle korrugerte plater arrangert slik at platenes profil danner trange kanaler hvor de varmevekslende mediene strømmer motstrøms i annenhver kanal. Dette gir en tilnærmet fullkommen motstrøms varmeveksling (Selvåg 2007).

2.5.4 Olje- og smøresystem

Olje- og smøresystemer består i hovedsak av en oljeutskiller, oljefilter og oljekjøler. Systemet sikrer passende smøring og oljesirkulasjon til kompressoren. Oljen følger høytrykksgassen inn i oljeseparatoren hvor oljen slynges ut, faller ned i sumpen og ledes til en egen oljekjøler før den igjen tilføres kompressoren. Høytrykksgassen fra kompressoren skaper det nødvendige trykket for å drive oljen rundt, og det er derfor ikke installert en egen oljepumpe. Oljen benyttet i aggregatene er "OIL020E/021E". Figur 2.18 viser prinsipielt oljeutskillerens konstruksjon.



Figur 2.18: Prinsipiell skisse av oljeutskilleren (a), påfyllingsventil (1) og trykkkontrollporter for oljen (2,3) på skruekompressoren (b) (Trane 2008b).

I anlegg med R134a vil oljen følge kuldemediet til kondensatoren, receiveren og til slutt ende opp i fordampere. I tørrfordampere er gasshastigheten tilstrekkelig til å drive oljen tilbake til kompressoren (Stene 2001b)

2.5.5 Arbeidsmedium

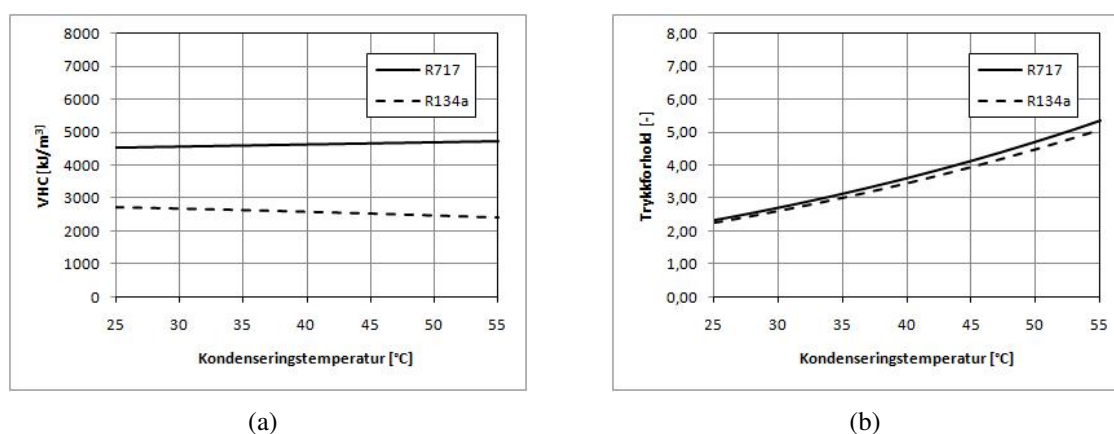
R134a benyttet i de aktuelle kjølemaskinene, er et hydrofluorkarbon med en GWP-verdi (Global Warming Potential) på 1300 og er derfor en drivhusgass. Prisen på arbeidsmediet er per i dag (oppdatert januar 2008) inkludert miljøavgifter på 424 kr/kg. R134a er 10 ganger dyrere enn for eksempel R717 (ammoniakk) som koster ca 42 kr/kg (FOKUsering 2008).

De termodynamiske egenskapene til R134a fremkommer tydeligst ved å sammenlikne med et annet aktuelt arbeidsmedium. Det mest nærliggende er å sammenlikne med det naturlige

arbeidsmediet R717 (ammoniakk) som svært ofte er brukt i kjølemaskineri. Med en GWP-verdi på null og økt fokus på energieffektivitet blir ammoniakk i stadig sterkere grad vurdert i større varmepumpe- og kjøleanlegg (Stene 2001b).

Temperaturbegrensningene til de fleste arbeidsmedier skyldes i hovedsak at prosessstapene øker når temperaturen nærmer seg kritisk temperaturer. Ulike arbeidsmedier har forskjellige egenskaper ved varierende temperaturløft (Karlsen 2007). Maksimalt utgående vann-temperatur på kondensatorsiden for R134a er omtrent på 70 °C mens det for R717 ligger på 50 °C med 25 bars trykkklasse.

R134a har vesentlig lavere volumetrisk varmeytelse enn R717, som medfører at bruk av R134a krever et større kompressorvolum enn ved samme ytelse for R717. Dette påvirker igjen anleggskostnadene ved et behov for større kompressor. Trykkforholdet kompressoren må jobbe mot er avgjørende for kompressorvirkningsgraden (Stene 2007). Trykkforholdet er omtrent det samme (litt større for R717) for de 2 arbeidsmediene. Se Figur 2.19.



Figur 2.19: Volumetrisk varmeytelse (a) og trykkforhold (b) som funksjon av kondenseringstemperaturen ved konstant fordampningstemperatur på 0°C.

R717 har sammenliknet med de fleste andre arbeidsmedier bedre varmeoverføringsegenskaper, men bruken av R717 krever at noen spesielle hensyn blir ivaretatt. Dette gjelder spesielt med tanke på arbeidsmediets giftighet og å ha kontroll over trykkgasstemperaturen som for R717 blir meget høy. Ammoniakk korroderer dessuten kobber slik at anleggskomponenter må erstattes av for eksempel stål.

For R134a må det benyttes bunnkassevarmer på kompressoren for å sikre tilstrekkelig smøring på grunn av at arbeidsmediet løser seg godt i esterolje (Karlsen 2007).

2.5.6 Sammenkobling av aggregatene

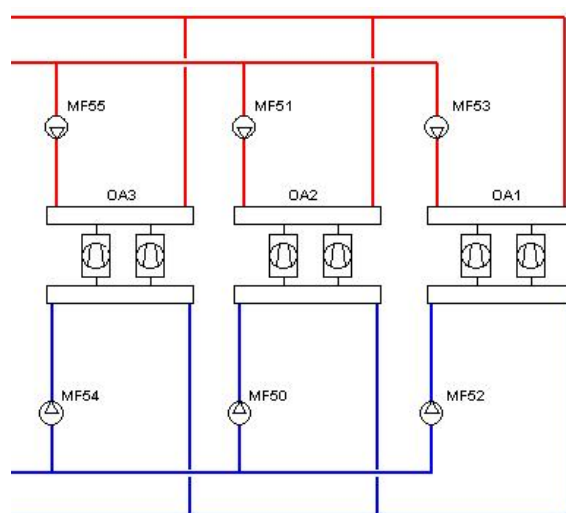
De omtalte kjølemaskinene er parallellkoblede både på fordampersiden og kondensatorsiden. Problemet med å benytte parallellkobling oppstår når det eksempelvis benyttes to kondensatorer og to parallelle kuldemediekretser på varmeopptakssiden. Når bare et aggregat er i drift eller aggregatene går med forskjellig kapasitet betyr det at turtemperaturen ut av den kondensatoren som kjøres med størst kapasitet er høyere enn blandingstemperaturen ut fra anlegget. Dette er et rent eksersgitap som medfører høyere kondenseringstemperatur og lavere effektfaktor (Karlsen 2007).

Parallellkoblede fordampere medfører at den midlere fordampningstemperaturen blir høyere enn for seriekobling og er derfor fra et termodynamisk ståsted den beste løsningen (Karlsen 2007).

Seriekobling av kondensatorer fører til større temperaturglidning over kondensatorene og dermed lavere midlere kondenseringstemperatur enn ved parallellkobling, som også betyr høyere effektfaktor (Karlsen 2007).

Trykktapet blir derimot mindre ved parallellkobling enn ved seriekobling. Kostnader ved trykktap må derfor veies opp mot økt gevinst på grunn av økt effektfaktor (COP) ved seriekobling av kondensatorer for å finne den kostnadmessige beste løsningen.

Figur 2.20 viser hvordan de aktuelle kjølemaskinene er koblet sammen i energisentralen.



Figur 2.20: Skisse fra SD-anlegget som viser sammenkobling av kjøle-/varmepumpeaggregatet i energisentralen, bygg 105 (TAC 2008).

2.6 Samspill mellom varme- og kjøleprodusenter

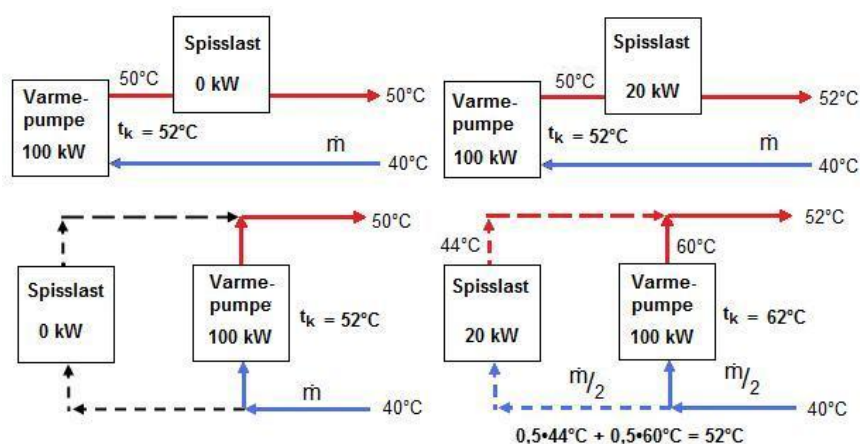
2.6.1 Kobling av varmepumpe og spisslast

Generelt sett installeres varmepumper for å dekke grunnlasten i energisentralen, mens kjelkapasitet installeres for å dekke spisslast og har som oppgave å ettervarme turvannet fra varmepumpens kondensator, da varmepumpen ikke greier å dekke behovet for effekt alene. Ifølge Stene (2000) gjelder følgende hovedregler for innkobling av varmepumpe og spisslastenhet i energisentral:

- Varmepumpen skal alltid kobles inn i varmedistribusjonssystemet der temperaturen er lavest, altså i returledningen.
- Spisslastenheten skal alltid kobles i serie etter varmepumpens kondensator

I energisentralen i bygg 105 er det i tillegg til de omtalte kjølemaskinene installert en elektrokjel med kapasitet på 750 kW. Av Figur 2.8 på side 12 framgår det at elektrokjelen er koblet i parallell med kjølemaskinene. Ved økende behov for spisslast vil vannmengden over varmepumpenes kondensatorer reduseres. For å levere samme effekt må temperaturdifferansen og turtemperaturen ut fra varmepumpen økes. Dette medfører en høyere kondenseringstemperatur og følgelig lavere effektfaktor for varmepumpen. Figur 2.21 illustrerer dette fenomenet.

Den beste termodynamiske og driftsikre løsningen er å seriekoble varmepumpe og kjelenhet, og da skal kjelenhet kobles inn etter varmepumpen (Stene 2000).



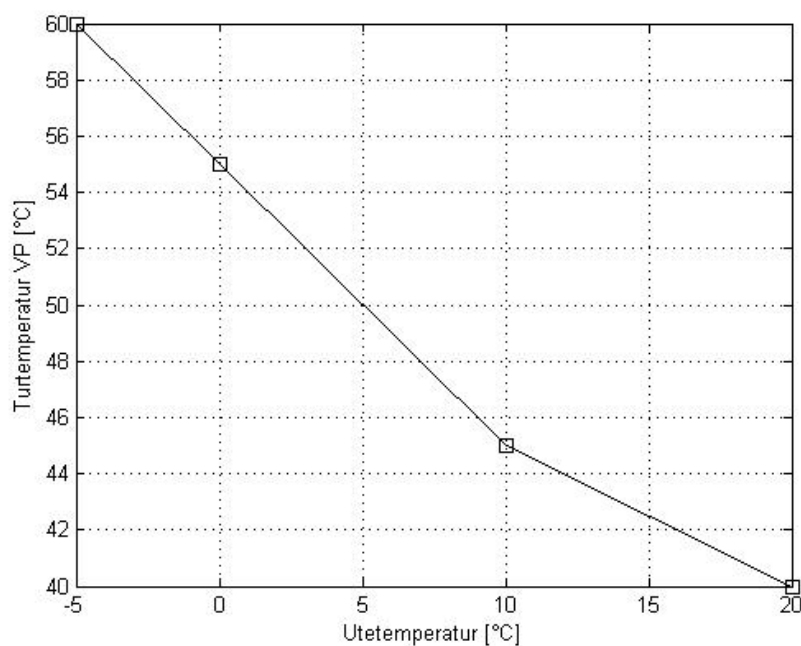
Figur 2.21: Eksempel på serie- og parallellkobling av spisslastenhet (Stene 2008a).

2.6.2 Reguleringsstrategi

Kjølemaskinene installert i energisentralen er væskekoblet både på fordamper- og kondensatorsiden. Denne løsningen har de beste forutsetningene for et godt anlegg (Statsbygg 2007). Kretsen på fordampersiden sørger for isvannproduksjon om sommeren. Kretsen på kondensatorsiden brukes da til forvarming av varmt tappevann, akkumuleres eller dumpes i avtrekksluften eller kastes over tak ved hjelp av luftkjølere.

Om vinteren benyttes isvannkretsen til varmegjenvinning fra avtrekksluften i ventilasjonssystemet. Kondensatorkretsen ledes da til flere forbruksteder, det være seg radiator- og gulvvarmesystem samt oppvarming av ventilasjonsluft.

Kjølemaskinene/varmepumpene i bygg 105 har intern programmerbar automatikk som regulerer levert effekt. SD-anlegget styrer innlegging av effekten etter utetemperaturkompenseringskurve. Figur 2.22 viser styringskurven for utetemperaturkompenseringen for de aktuelle kjølemaskinene/varmepumpene.



Figur 2.22: Utetemperaturkompenseringskurve for varmepumpene/kjølemaskinene. Turtemperatur fra varmepumpene som funksjon av utemperaturen (TAC 2008).

Kombinert oppvarming og kjøling gir i realiteten 3 forskjellige driftsmodus, henholdsvis:

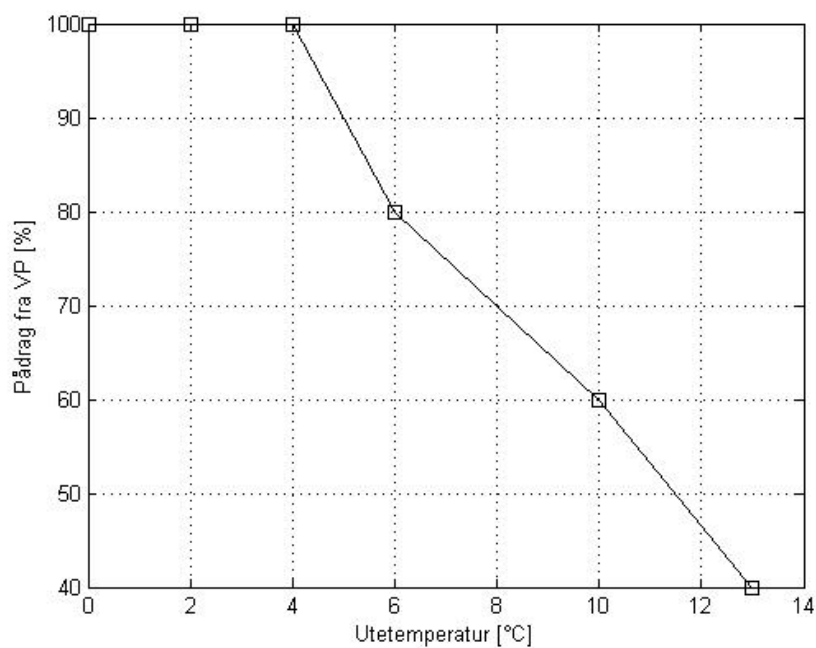
- Vinterdrift/Varmepumpedrift

- Sommerdrift/Kjøle-drift
- Sommer/Vinterdrift

Vinterdrift

Under vinterdrift er varmebehovet større enn kjølebehovet slik at kapasiteten til varmepumpen styres etter varmebehovet. Når varmebehovet ikke lenger kan dekkes av varmepumpen kobles spisslastenheten inn.

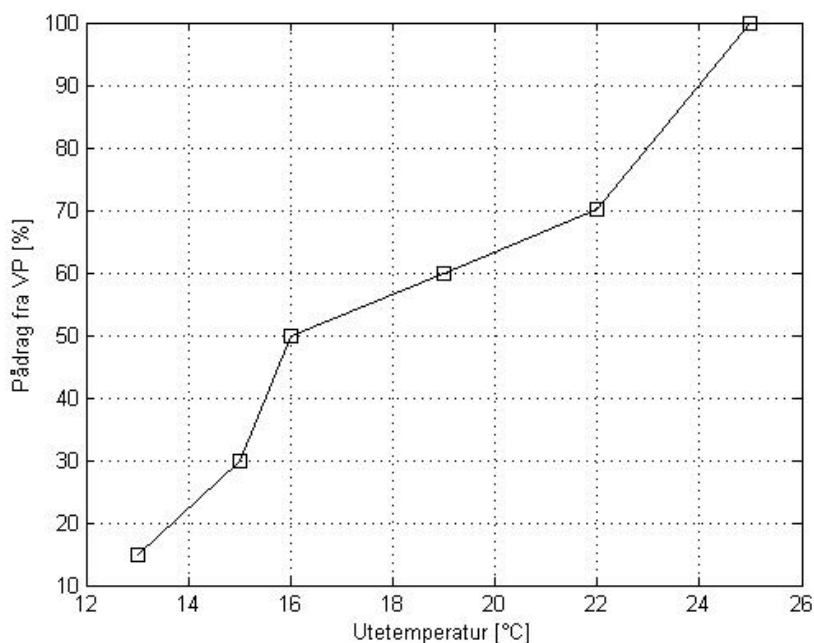
Varmepumpene/kjølemaskinene i energisentralen kobles inn i 3 trinn og kapasitetsreguleres etter utgående vanntemperatur fra kondensatoren. Styringen er beregnet etter en pådragskurve for varmepumpene ved hjelp av utetemperaturkompensering. Se Figur 2.23.



Figur 2.23: Pådragskurve for kjølemaskinene ved vinterdrift (TAC 2008).

Sommerdrift

Kjølemaskinene kapasitetsreguleres fra SD-anlegget mot et kurveberegnet pådrag i henhold til utetemperaturkompensering. Se Figur 2.24 på neste side.



Figur 2.24: Pådragskurve for kjølemaskinene ved sommerdrift (TAC 2008).

Veksling sommer/vinterdrift

I løpet av våren og høsten oppstår gjerne driftssituasjoner hvor en i utgangspunktet har både sommer- og vinterdrift, eller raskt vekslende driftmodus. Dette stiller store krav til styrings- og reguleringsystemet. Ofte er det i disse perioder at varmpumpe-/kjøleaggregater havarer (Statsbygg 2006).

For kjølemaskinene/varmpumpene ved Universitetet i Stavanger er det planlagt å benytte manuell styring via SD-anlegget for å oppnå stabil drift i perioder med stadig vekslende modus mellom sommer- og vinterdrift.

Akkumulering

Akkumulatorene fylles via modulerende toveisventiler og tømmes via tilbakeslagsventil og frekvensstyrte pumper, som styres etter en trykkdifferanseføler plassert sentralt i nærvarmenettet.

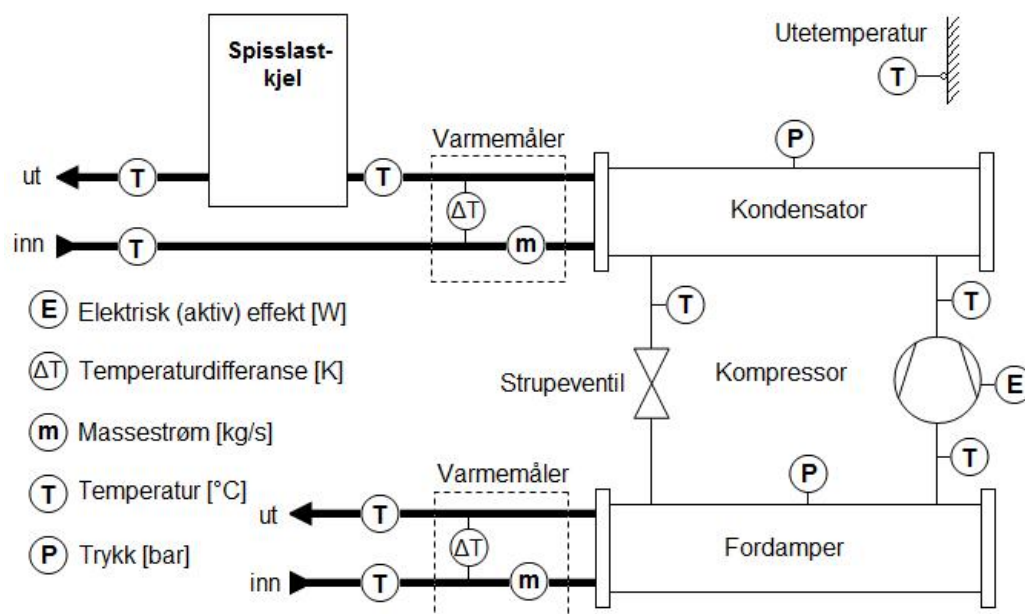
I akkumulatorene finnes det temperaturfølere i 5 nivåer som registrerer temperaturer og beregner fyllings- eller tømmingsmengden av varme.

2.6.3 Instrumentering

Av brukergrensesnittet til systemet for sentral driftskontroll for energisentralen i bygg 105 framgår det at det kun blir foretatt målinger av temperaturen i varme- og kjøledistribusjonen, pådrag i prosent for hvert varmepumpeaggregat, antall driftstimer og starter for kjølemaskinene. Dette gjør det svært vanskelig å si noe om kjølemaskinenes ytelser, hvilke virkningsgrader og årsvarmefaktorer energisentralen oppnår, som igjen medfører at energifølgning med påfølgende optimalisering ikke kan gjennomføres.

Riktig måleinstrumentering er av helt avgjørende betydning for å sikre et driftsikkert varme- og kjølesystem, og for at anlegget til enhver tid opererer slik at høyest mulige virkningsgrader og effektfaktorer for totalsystemet oppnås. Et minstekrav for større varmepumpeanlegg er at de må instrumenteres slik at varmepumpens ytelse og effektfaktor kan måles og registreres (Stene 2001a).

Figur 2.25 viser et eksempel på utvidet måleopplegg for et vann/vann-varmepumpeanlegg. Måleopplegget vist i figuren er også utstyrt med instrumenter i selve varmepumpekretsen.



Figur 2.25: Eksempel på utvidet måleopplegg for et varmepumpeanlegg (Stene 2007).

På større varmepumpe-/kjøleanlegg bør instrumentering være mer omfattende og koblet til utstyr for kontinuerlig registrering for eksempel i tilknytningen til den aktuelle bygningens sentral driftskontroll. Mer instrumentering medfører bedre oversikt over

anleggets leveranser, ytelse og feil avdekkes raskere og mer presist. Dessuten vil god instrumentering bety at energioppfølging kan gjennomføres. Energioppfølging er den eneste måten å evaluere et anlegg på over tid slik at driften kan optimaliseres.

Som et minimum bør måleopplegget for et varmepumpe-/kjølesystem av typen installert i energisentralen i bygg 105 bestå av varmemåler og energimåler for måling av levert varme og kjøling samt tilført elektrisk energi til kompressoren. Videre bør temperaturene på varme- og kjøledistribusjonssida og utetemperaturen inngå. Selve varmepumpeaggregatene bør utstyres med driftstimeteller og start/stopp-teller slik at antall timer aggregatet er i drift og antall oppstarter i perioden kan bestemmes.

3 Metode

Den vitenskapelige metode eller prosess blir betraktet som fundamental for vitenskapelig utforskning og tilegnelse av ny kunnskap basert på fysiske bevis - såkalt empiri. Den vitenskapelige metoden innebærer mange teknikker for å undersøke fenomener, finne ny kunnskap eller koordinere og integrere gammel kunnskap.

Det er to steg i den vitenskapelige metoden. Den første er å samle inn data gjennom observasjon eller eksperiment, den andre er å formulere og teste hypotesene. Deretter gjøres flere observasjoner eller eksperimenter dersom det er behov for flere data.

3.1 Datainnsamling

Innsamling av data har utgjort en stor del av denne masteroppgaven, mye på grunn av at en del av selve oppgaven var å identifisere aktuelle varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling av større bygninger. Å finne fram til et aktuelt anlegg å studere krever en god del kartlegging og kommunikasjon.

Datainnsamling vedrørende aktuelle varmepumpe- og kjøleanlegg kan i dette tilfellet deles inn 3 faser. Først måtte alternative byggherrer og anleggseiere kartlegges, for deretter å foreta forespørsler om byggeier har et relevant anlegg og studere. Etter en periode var alternativene Oslo kommune og Statsbygg. Begge instansene hadde relevante varmepumpeanlegg. Statsbygg kom med forslaget om å studere varme- og kjølesystemet ved Universitetet i Stavanger, og kunne sette meg i kontakt med de ansvarlige for anlegget. Det ble derfor valgt å studere anlegget ved Universitetet i Stavanger.

Den andre fasen besto av å finne fram til relevante personer som kjenner til anlegget som i dette tilfellet er de som drifter anlegget, rådgivende ingeniører som har planlagt det og leverandør som har levert aktuelle anleggskomponenter.

Siste og tredje fasen knytter seg til å få relevante data fra de overnevnte ressurspersonene. I denne sammenheng alt fra anleggsbeskrivelser, funksjonsbeskrivelser, kravspesifikasjoner og ikke minst personlig kommunikasjon.

3.2 Observasjon

Varme- og kjølesystemet er et stort og komplisert anlegg som det krever mye tid å sette seg inn i. Anlegget er gjennomgått og studert ved hjelp av tilgang til brukergrensesnittet for sentral driftskontroll, ulike prinsippskjemaer over anlegget og befaring av anlegget med driftsansvarlig. Befaringen ble foretatt over en hel arbeidsdag hvor hele anlegget ble gjennomgått.

3.3 Beregningsverktøy

3.3.1 FrigoSim

Simuleringsverktøyet FrigoSim ble vurdert til å simulere og eventuelt optimalisere energisentralen i bygg 105 ved Universitetet i Stavanger. Programmet FrigoSim er laget av Even Thorbergsen i firmaet Thorbergsen FrigoSoft, og er et avansert simuleringsverktøy med høy detaljeringsgrad som skal være spesielt egnet til å simulere kjøle- og varmepumpesystemer. Programmet kan i tillegg til simuleringer benyttes til optimalisere ytelser og økonomi. FrigoSim bygger på det SINTEF-utviklede PROSIM og har et grafisk grensesnitt.

Bruk av FrigoSim stiller høye krav til brukeren. Oppbygging av modeller er tidkrevende og den høye detaljeringsgraden gjør det vanskelig å holde oversikten over alle bestanddelene i modellen og deres respektive verdier og egenskaper.

Programmet er tilgjengelig med lisens fra FrigoSoft sin hjemmeside (<http://www.frigosoft.no/frigosim/>). Lisensen ble innvilget som studentbruker for FrigoSim versjon 2.5.0 januar 2008. Det ble deretter bygd opp en modell for en av kjølemaskinene i energisentralen i bygg 105. For å kunne simulere et anlegg med ønskelig nøyaktighet kreves en mengde detaljerte opplysninger vedrørende kjøleaggregatets egenskaper og komponentdata. Det lot seg ikke gjøre å framskaffe nok detaljerte data for det aktuelle anlegget. Ut ifra tid til rådighet for masteroppgaven ble derfor bruken av FrigoSim forkastet.

3.3.2 CoolPack

For å beregne ytelser til eksisterende kjølemaskiner og alternative varmepumpeløsninger er beregningsverktøyet CoolPack benyttet. CoolPack er et program med vesentlig lavere detaljeringsgrad enn FrigoSim bestående av en samling beregningsprogrammer som kan brukes til energianalyse, optimering og dimensjonering av kjøleanlegg. Programmet er utviklet ved "Institut for Mekanik, Energi og Konstruktion (MEK), Sektionen for Energiteknik (ET) ved Danmarks Tekniske Universitet (DTU)". Det er CoolPack versjon 1.46 som er benyttet. Programmet er tilgjengelig fra Danmarks Tekniske Universitets hjemmesider (<http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/Index.html>).

I beregningene er modulen "CYCLE ANALYSIS: ONE-STAGE CYCLE - DX EVAPORATOR" og "Refrigeration utilities" benyttet.

Svakheten med å benytte CoolPack i beregninger av et eksisterende anlegg ligger i den relativt lave detaljeringsgraden. Dette kan medføre at beregningsresultatene blir lite realistisk for et konkret anlegg, og at resultatene har en mer generell karakter. I denne masteroppgaven er den lave detaljeringsgraden grunnen til at CoolPack er valgt som beregningsverktøy, i og med at det ikke har vært mulig å utføre målinger og at informasjonen vedrørende kjølemaskinenes egenskaper i energisentralen har vært mangelfull.

For å kunne gjøre beregninger av energisentralen i bygg 105 ved Universitetet i Stavanger er det gjort en rekke antakelser. Alle antakelser, forutsetninger og innparameter presenteres i resultatdelen.

3.3.3 RnLib

RnLib er et tillegg for Microsoft Excel bestående av et kulde-/arbeidsmediumbibliotek som inneholder termodynamiske data for de fleste aktuelle kuldemediene. Ved hjelp av RnLib kan i prinsippet de samme beregningene gjøres i Excel som i Coolpack. I denne masteroppgaven er RnLib brukt sammen med MS Excel for å gjøre en del beregninger samt å framstille kurver. RnLib er dessuten brukt til å sammenlikne resultater fra CoolPack, for å få oversikt over hvordan CoolPack beregner og for å sjekke at resultatene samsvarer.

3.4 Økonomisk lønnsomhet

Vurderinger av økonomisk lønnsomhet er foretatt ved å studere årskostnadene for de ulike alternativene. Nærmere beskrivelse og utførelse av beregninger finnes i den aktuelle resultatdel.

4 Analyse av energisentral i bygg 105

4.1 Forventet ytelse av Trane RTWB 212

På grunn av mangelfull instrumentering og implementering av måleutstyr i SD-anlegget har det vært vanskelig å finne ut hvilke ytelser varmepumpene/kjølemaskinene leverer ved ulike driftsforhold. Det har derfor foretatt beregninger i CoolPack for å gi en teoretisk indikasjon på hva som kan forventes av varmeleveranse fra varmepumpeaggregatene i energisentralen, bygg 105 i Kjølv Egeland's Hus, og for å få et sammenlikningsgrunnlag.

I beregningene er det sett på hvilke ytelser en kan forvente fra "Trane RTWB 212"-aggregatet ved kondensatortemperaturer på 40 °C, 45 °C, 50 °C, 55 °C, 60 °C og 70 °C. Innparametere og beregningsresultater presenteres i underkapittel 4.1.2 på side 38.

I beregningene er det lagt vekt på å vise et beregningseksempel korrigert for reduserende kompressorvirkningsgrader ved dellastregulering av kompressoren. Denne korrigeringen er gjort ut fra en antakelse om at kompressoren i aggregatet har tilnærmet like gode virkningsgrader og dellastegenskaper som skruekompressoren SAB 128 HM. Denne antakelsen er gjort på grunn av at det ikke har latt seg gjøre å framskaffe slike data for skruekompressorene i "Trane RTWB 212"-aggregatet. Ved å bruke disse dataene kan skruekompressorens kapasitetsreguleringsegenskaper eksemplifiseres.

Som et mulig forbedringstiltak for de eksisterende R134a-anlegget er det sett på bruk av underkjølingsvarmeveklser gjennom beregninger av oppnådd ytelse og effektivitet i CoolPack.

Videre er det gjort en rekke antakelser for å gjennomføre beregninger i CoolPack. Dette skyldes mangel på målinger og mangelfulle data vedrørende "Trane RTWB 212"-aggregatets komponenter. Antakelsene som ligger til grunn for beregningene gjort i CoolPack er presentert i underkapittel 4.1.1 på neste side.

4.1.1 Antakelser

Følgende punktvis framstilling viser antakelsene gjort i beregningen:

- Én kuldemediekrets
- Maksimalt kompressorvolum
- Dellastkarakteristikk
- Fordampningstemperatur på 5°C
- Isentropisk virkningsgrad
- Volumetrisk virkningsgrad på 85 % ved alle trykkforhold
- Overhetning og underkjøling på 4 K og 5.5 K ved alle forhold
- Trykktap på 0.5 K både for sugeledning og trykkrør ved alle forhold
- Varmetapsfaktor på 10 % ved alle forhold
- Uutnyttet overhetning 1 K ved alle forhold

Én kuldemediekrets

“Trane RTWB 212”-aggregatet består av 2 parallelle kuldemediekretser og følgelig 2 parallelle skruekompressorer. I beregningene er disse forenklet til en kuldemediekrets med en skruekompressor.

Maksimalt kompressorvolum

Maksimalt kompressorvolum er beregnet ut i fra driftsbetingelsene som er oppgitt for “RTWB 212”-aggregatet av leverandør ved inn- og utgående vanntemperatur fra fordampner og kondensator, henholdsvis 12°C/7°C og 30°C/35°C som gir en kuldeytelse på 362 kW og kompressorytelse på 87 kW. Det antas at maskimalt kompressorvolum kan finnes ved de overnevnte betingelsene og, at dette gir en kondenseringstemperatur på 40°C og en fordampningstemperatur på 5°C.

Dellastkarakteristikk

Dataene brukt i beregningene vedrørende skruekompressoren er hentet fra leverandørkataloger for “Trane RTWB 212”-aggregatet og masteroppgaven til Stian Garman Oestreich (2006). Oestreich utarbeidet dellastkarakteristikker for en rekke kompressorer, deriblant skruekompressoren SAB 128 HM levert av SABROE. Oestreich (2006) oppgir at denne skruekompressoren passer for en kuldeytelse på 300 kW. Det antas derfor at kompressoren i “RTWB 212”-aggregatet har den samme dellastkarakteristikken som ble funnet for SAB 128 HM.

Isentropiske virkningsgrader for kondenseringstemperaturer under 50 °C er beregnet ved hjelp av oppgitte leverandørdata (se Tabell 2.3 på side 16). Det er antatt at disse forholdene gir kondenseringstemperaturer på henholdsvis 40 °C, 45 °C og 50 °C, og en fordampningstemperatur på 5 °C.

Det er i beregningene ikke tatt hensyn til varierende effektivitet på varmeovergangen i kondensatoren ved de ulike driftsforholdene/lastsituasjonene.

Fordampningstemperatur

Det antas at fordampningstemperaturen blir 5°C ved en kuldeytelse på 362 kW og en inn- og utgående vanntemperatur på fordamperen på 12°C og 7°C. Dette gir en LMTD på 4.0 K og en UA-verdi på 91 kW/K. Fra leverandør oppgis det at varmepumpeaggregatet oppnår en fordamperytelse på 362 kW ved inn- og utgående vanntemperatur på fordamperen på 12°C og 7°C. Fordampningstemperaturen er satt til 5°C med bakgrunn i opplysninger om fordampertype og egenskaper for “RTWB 212”-aggregatet.

Isentropisk virkningsgrad

Det er i beregningen gjort en antakelse om at den isentropiske virkningsgradskurven for kompressoren når sitt maksimum ved et trykkforhold på cirka 3.8 med en isentropisk virkningsgrad på 0.659, og deretter avtar tilnærmet lineært ned til en isentropisk virkningsgrad på 0.6 og et trykkforhold på 8. Dette gir en grov tilnærming til de generelle isentropiske virkningsgradkurvenes profil for skruekompressorer beskrevet i litteraturen.

Volumetrisk virkningsgrad

Den volumetriske virkningsgraden antas å være på 85 % ved alle situasjoner. Verdien er valgt ut fra simuleringsresultatene for volumetrisk virkningsgrad for kompressoren i følge Oestreich (2006). Verdien er funnet som middelværdi for variasjoner i den volumetriske virkningsgraden mellom cirka 90 % og 80 % for trykkforhold fra 3 til 9.

Overhetning og underkjøling

Fra leverandøren oppgis det at overhetningen på “RTWB 212”-aggregatet vil ligge på cirka 4 K ved stabile forhold. Det antas derfor at overhetningen er på 4 K.

Normal underkjøling på kjølemiddelkretsen ligger fra 4°C til 7°C, slik at underkjølingen antas å være 5.5 K.

Trykktap

Trykktapet i sugeledning og trykkrør er satt til 0.5 K som er de forhåndsinnstilte verdiene ved oppstart av “Cycle Analysis” i CoolPack, da det ikke har latt seg gjøre å finne reell verdi.

Varmetapsfaktor og uutnyttet overhetning

Varmetapsfaktoren antas å være på 10 % og uutnyttet overhetning på 1 K. Disse verdiene er forhåndsinnstilt i CoolPack. Oppgitt verdi for det aktuelle aggregatet er ikke funnet.

4.1.2 Ytelser ved forskjellige kondenseringstemperaturer

Kompressorvolum

For å kunne si noe om ytelsene til varmepumpeaggregatet må kompressorens nødvendige slagvolum bestemmes. Denne parameteren holdes konstant ved alle driftsbetingelser. Størrelsen er bestemt ved å sette inn verdier som bygger på leverandørdata om aggregatet sammen med nødvendige antakelser presentert tidligere. Tabell 4.1 viser innparameterne

for beregning av nødvendig kompressorvolum. Dette ga et kompressorvolum på 507.28 m³/h og en isentropisk virkningsgrad på 0.624.

Tabell 4.1: Innparametere for CoolPack ved beregning av nødvendig kompressorvolum.

Parameternavn	Verdi
Kondenseringstemperatur	40 [°C]
Fordampningstemperatur	5 [°C]
Overhetning	4.0 [K]
Underkjøling	5.5 [K]
Trykktap sugeledning og trykkrør	0.5 [K]
Arbeidsmedium	R134a
Kjølekapasitet	362 [kW]
Kompressoreffekt	87 [kW]
Varmetapsfaktor	10 [%]
Uutnyttet overhetning	1 [K]
Volumetrisk virkningsgrad	0.85 [-]

Isentropiske virkningsgrader

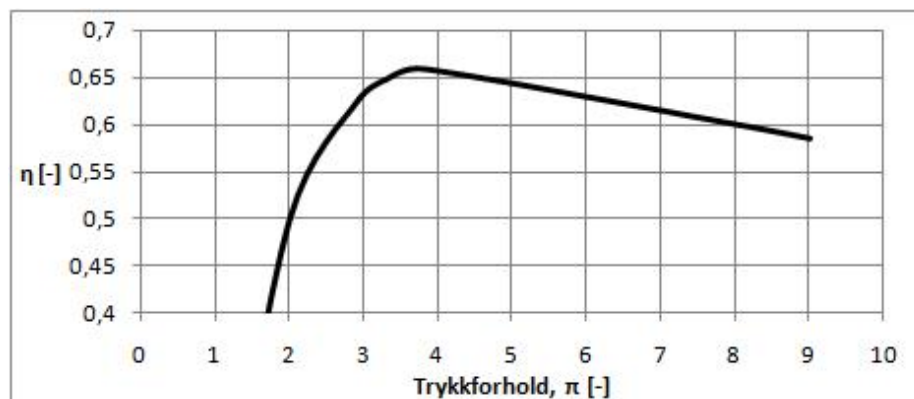
Ved å gjøre beregninger i CoolPack med de gitte dataene fra leverandøren sammen med antakelsen om hvilke kondenseringstemperaturer betingelsene gir kan de isentropiske virkningsgradene bestemmes.

Tabell 4.2: Isentropiske virkningsgrader med innlagte data fra CoolPack.

T_c	\dot{Q}_E	\dot{W}	\dot{Q}_C	π	η_{is}
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]
40°C	362.0	87.0	443.5	2.91	0.624
45°C	344.9	94.0	432.7	3.32	0.648
50°C	327.5	102.0	422.6	3.77	0.659

Av Tabell 4.2 framgår det at den isentropiske virkningsgraden har økt med økende trykkforhold. Sammenliknet med isentropiske virkningsgradkurver for andre skruekompressorer kan dette være et realistisk scenario for trykkforhold mellom 1 og 4. For økende trykkforhold utover dette vil derimot den isentropiske virkningsgraden avta med økende trykkforhold. Det er antatt at maksimal isentropisk virkningsgrad oppnås ved en kondenseringstemperatur på 50 °C og et trykkforhold på 3.77 (3.8).

Med de beregnede isentropiske virkningsgradene og antakelsen om kurveprofilen til de isentropiske virkningsgradene som funksjon av trykkforhold kan de isentropiske virkningsgradene for kondenseringstemperaturene 55 °C, 60 °C, 65 °C og 70 °C bestemmes. Figur 4.1 viser den isentropiske virkningsgradkurven som er ment å gjelde i dette tilfellet.



Figur 4.1: Isentropiske virkningsgrader som funksjon av trykkforhold.

Kondenseringstemperaturene 55 °C, 60 °C, 65 °C og 70 °C gir tilhørende trykkforhold på omtrent 4,3, 4,8, 5,4 og 6,1. Av Figur 4.1 bestemmes de tilhørende isentropiske virkningsgradene til 0,65, 0,645, 0,64 og 0,63.

Ytelser ved forskjellige kondenseringstemperaturer

CoolPack beregner kun effektfaktoren for kjøling slik at effektfaktoren for varme må beregnes etter formelen presentert under.

$$COP_{varme} = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{W}} \quad (4.1)$$

der \dot{Q}_K er kondensatorytelsen og \dot{W} er effekt tilført kompressoren.

Tabell 4.3 på neste side viser parameterene som ble holdt konstant i beregningene. Videre viser Tabell 4.4 resultatene av beregningene utført i CoolPack, mens Tabell 4.5 viser de prosentvise endringene mellom de forskjellige kondenseringstemperaturene.

Tabell 4.3: Faste innparametere for CoolPack brukt i beregninger ved forskjellige kondenserings-temperaturer.

Parameternavn	Verdi
Fordampningstemperatur	5 [°C]
Overhetning	4.0 [K]
Underkjøling	5.5 [K]
Trykktap sugeledning	0.5 [K]
Trykktap trykkrør	0.5 [K]
Arbeidsmedium	R134a
Kompressorvolum	507.28 [kW]
Varmetapsfaktor	10 [%]
Utnyttet overhetning	1 [K]
Volumetrisk virkningsgrad	0.85 [-]

Tabell 4.4: Beregningsresultater fra CoolPack i form av kuldeytelse, kompressoreffekt, varmeytelse og COP for kjøle- og varmedrift.

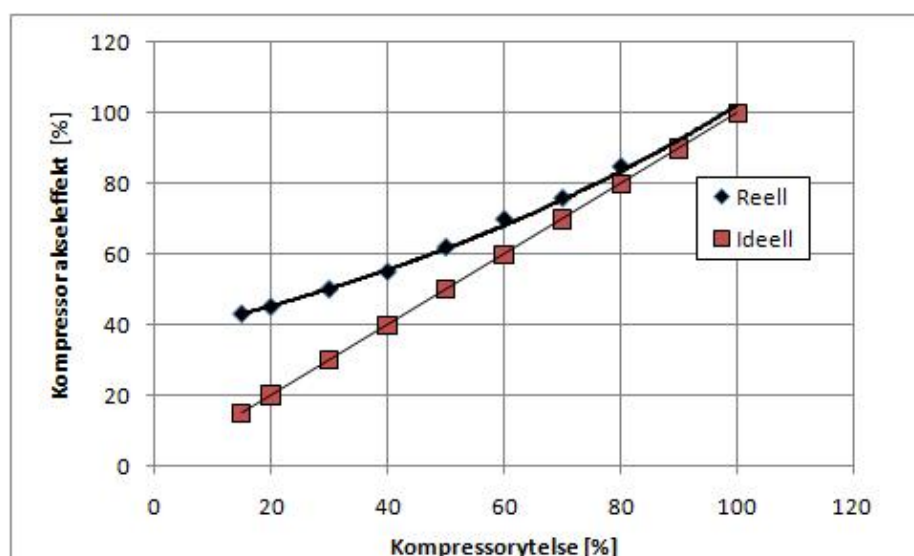
T_c	\dot{Q}_E	\dot{W}	\dot{Q}_C	COP_{kjol}	COP_{varme}	η_{is}
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]
40°C	362.0	87.0	443.5	4.1	5.1	0.624
45°C	344.9	94.0	432.7	3.7	4.6	0.648
50°C	327.5	102.0	422.6	3.2	4.1	0.659
55°C	309.8	112.7	414.6	2.8	3.7	0.650
60°C	291.8	122.7	405.5	2.4	3.3	0.645
65°C	273.3	132.4	395.9	2.1	3.0	0.640
70°C	254.4	143.2	386.7	1.8	2.7	0.630

Tabell 4.5: Prosentvis endring av kuldeytelse, varmeytelse og COP for varme- og kjøledrift mellom kondenseringstemperaturene.

T_c	$\Delta\dot{Q}_E$	$\Delta\dot{Q}_C$	ΔCOP_{kjol}	ΔCOP_{varme}
[°C]	[%]	[%]	[%]	[%]
40 - 45°C	-4.72	-2.44	-9.76	-9.80
45 - 50°C	-5.04	-2.33	-13.51	-10.87
50 - 55 °C	-5.40	-1.89	-12.50	-9.76
55 - 60°C	-5.80	-2.19	-14.28	-10.81
60 - 65°C	-6.34	-2.37	-12.50	-9.09
65 - 70°C	-6.92	-2.32	-14.29	-10.00

4.1.3 Ytelse ved delast

For å illustrere hvordan kapasitetsreguleringen til skruekompressoren innvirker på kjøle-maskinenes effektivitet, er det utført et beregningseksempel ved hjelp av delastkarakteristikken utviklet av Oestreich (2006) for skruekompressoren SAB 128 HM. Figur 4.2 viser den benyttede delastkarakteristikken og Tabell 4.7 på neste side viser de beregnede resultatene. Delastkarakteristikken gjelder for en fordampnings- og kondenseringstemperatur på 4 °C og 40 °C slik at denne med god tilnærming kan brukes for det tidligere beregnede tilfellet med fordampnings- og kondenseringstemperatur på 5 °C og 40 °C som utgangspunkt.



Figur 4.2: Figuren viser reell og ideell delastkarakteristikk for den antatte skruekompressoren som er brukt i beregningene i henhold til Oestreich (2006). Karakteristikken gjelder for en fordampnings- og kondenseringstemperatur på 4 °C og 40 °C.

Tabell 4.6 viser de innsatte parameterene som ble holdt konstante i beregningene av ytelse ved en delastsituasjon i CoolPack. Tabell 4.7 viser beregnet nødvendig akseffekt for kompressorene ved de ulike kapasitetene. Denner beregningen er utført med utgangspunkt i Figur 4.2 ved å lese av kompressor akseffekt ved kjent kompressorytelse.

Tabell 4.9 viser de ulike verdiene for kompressoren som er satt inn i kompressoren. Til slutt presenteres de oppnådde resultatene ved en kapasitetsregulering fra 100 % til 50 % for kjølemaskinene i Tabell 4.8 på neste side.

Tabell 4.6: Faste innparametere for CoolPack brukt i beregninger ved forskjellige lastsituasjoner for skruekompressoren.

Parameternavn	Verdi
Fordampningstemperatur	5 [°C]
Kondenseringstemperatur	40 [°C]
Overhetning	4.0 [K]
Underkjøling	5.5 [K]
Trykktap sugeledning	0.5 [K]
Trykktap trykkrør	0.5 [K]
Arbeidsmedium	R134a
Varmetapsfaktor	10 [%]
Utnyttet overhetning	1 [K]
Volumetrisk virkningsgrad	0.85 [-]

Tabell 4.7: Beregnet nødvendig akseleffekt for kompressor ved ulike kompressorytelser.

Kompressor- ytelse [%]	Innsugd volum [m ₃ /h]	Kompressor akseleffekt [%]	Kompressor- ytelse [kW]	Kompressor akseleffekt [kW]
100	507.28	100	87.0	87.0
90	456.55	90	78.3	78.3
80	405.82	85	69.6	69.6
70	355.10	76	60.9	60.9
60	304.37	70	52.2	52.2
50	253.64	62	43.5	43.5

Tabell 4.8: Beregningsresultater fra CoolPack i form av kuldeytelse, kompressoreffekt, varmeytelse og COP for kjøle- og varmedrift.

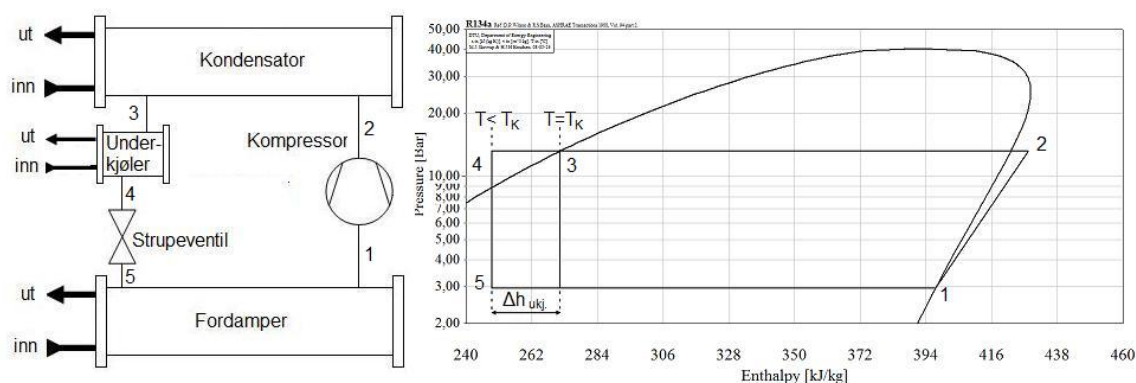
Ytelse [%]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{W} [kW]	\dot{Q}_C [kW]	COP_{kjol} [-]	COP_{varme} [-]	η_{is} [-]
100	362.0	87.0	443.5	4.2	5.1	0.624
90	325.8	78.3	399.1	4.1	5.1	0.624
80	289.6	74.0	358.7	3.9	4.8	0.587
70	253.4	66.1	315.1	3.8	4.8	0.575
60	217.2	60.9	273.9	3.6	4.5	0.535
50	181.0	53.9	231.1	3.4	4.3	0.504

Tabell 4.9: Innparametere for kompressoren i CoolPack brukt i beregninger ved forskjellige lastsituasjoner.

Parameternavn	100 %	90 %	80 %	70 %	60 %	50 %
Kompressor- effekt [kW]	87	78.3	74.0	66.1	60.9	53.9
Innsugd- volum [m ₃ /h]	507.28	456.55	405.82	355.10	304.37	253.64

4.1.4 Underkjølingsvarmeveksler

Ved bruk av underkjølingsvarmeveksler underkjøles arbeidsmediet etter kondensatoren slik at strupningstapet minskes samtidig som ytelsen øker uten økt kompressorinnsats. På denne måter oppnås bedre effektfaktor oppnås (se Figur 4.3). Underkjølingsvarmen benyttes til formål med lavere temperaturkrav enn kondenseringstemperaturen, for eksempel forvarming av returvannet i varmedistribusjonen før kondensatoren ettervarmer vannet.

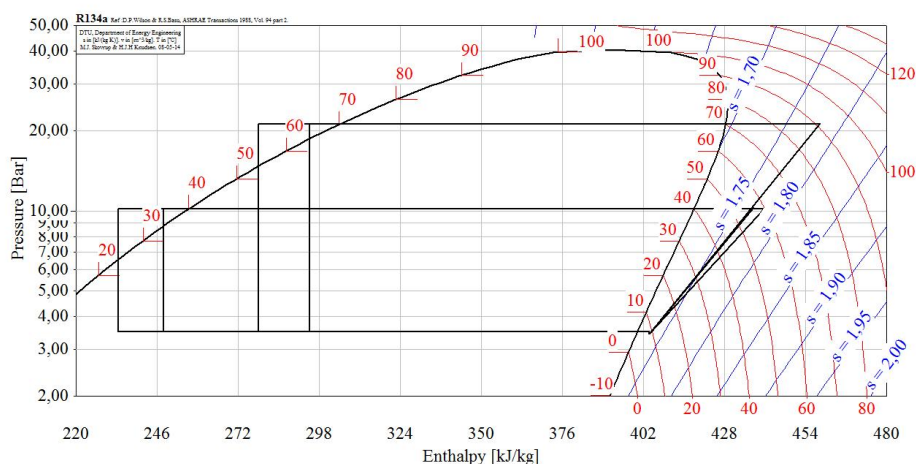
**Figur 4.3:** Prinsipiell skisse av varmepumpe med underkjølingsvarmeveksler med log ph-diagram.

Bruk av underkjølingsvarmeveksler er ikke spesielt vanlig i R134a-anlegg i størrelseorden Trane RTWB 212, men brukes ofte i større anlegg (Stene 2008c). Det er derfor sett nærmere på hvordan en underkjølingsvarmeveksler kan være et tiltak for å forberede ytelsen til det aktuelle anlegget. Det må her nevnes at utnyttelsen av underkjølingsvarmeveksler i oppvarmingssammenheng som ved Universitetet i Stavanger er veldig avhengig av returtemperaturen fra varmedistribusjonssystemet. Returtemperaturen må være tilstrekkelig lav for å få maksimal positiv virkning av underkjølingsvarmeveksleren. I beregningene er det ikke tatt høyde for temperaturene på varmedistribusjonssidens innvirkning på underkjølerens effektivitet.

Beregningene med underkjølingsvarmeveksler er foretatt for kondenseringstemperaturer på henholdsvis 40 °C, 50 °C, 60 °C og 70 °C i CoolPack med en antatt underkjølingsvarmeveksler som underkjøler arbeidsmediet med 10 K. De samme parameterene som i vist i Tabell 4.3 på side 41 er brukt, med unntak av underkjølingen som ble økt til 15.5 °C for å få med virkningen av underkjølingsvarmeveksleren.

Beregningsresultatene ga en gjennomsnittlig økning på 10.7 % i kuldeytelse, 7.7 % i kondensatorytelse, 10.7% for effekt faktoren for kjøledrift og 7.9 % for effekt faktoren for varmedrift. Tabell 4.10 og 4.11 på neste side viser de oppnådde resultatene.

Figur 4.4 viser prosessforandringene i et log ph-diagram ved bruk av underkjølingsvarmeveksler for kondenseringstemperatur på 50 °C og 70 °C. Underkjølingsvarmeveksleren gir økt spesifikk kulde- og varmeytelse uten økt spesifikt kompressorarbeid slik at effekt faktorene øker.



Figur 4.4: Resultatene for de ulike kondensortemperaturer og tilhørende karakteristikk plottet i log ph-diagram ved hjelp av diagramprogram i CoolPack.

Tabell 4.10: Beregningsresultater fra CoolPack i form av kuldeytelse, kompressoreffekt, varmeytelse og COP for kjøle- og varmedrift.

T_c	\dot{Q}_E	\dot{W}	\dot{Q}_C	COP_{kjol}	COP_{varme}	η_{is}
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]
40°C	394.9	87.0	476.5	4.5	5.5	0.624
50°C	361.4	102.0	456.4	3.5	4.5	0.659
60°C	330.3	122.7	440.7	2.7	3.6	0.645
70°C	294.0	143.2	422.9	2.1	2.9	0.630

Tabell 4.11: Prosentvis endring av kuldeytelse, varmeytelse og COP for varme- og kjøle drift ved bruk av underkjølingsvarmeveklser.

T_c	$\Delta\dot{Q}_E$	$\Delta\dot{Q}_C$	$\Delta\text{COP}_{kjøl}$	ΔCOP_{varme}
[°C]	[%]	[%]	[%]	[%]
40°C	8.3	6.9	8.9	7.3
50°C	9.4	7.4	8.6	8.9
60°C	11.7	8.0	11.1	8.3
70°C	13.5	8.6	14.3	6.9

4.1.5 Oppsummering

Resultatene presentert i Tabell 4.4 på side 41 viser at forventet kuldeytelse for “Trane RTWB 212”-aggregatet varierer fra **362.0 kW** til **254.4 kW** med fordampningstemperatur på 5°C og kondenseringstemperaturer fra 40 til 70 °C, med tilhørende effektfaktorer (COP) fra 4.1 til 1.8. For det samme tilfellet varierer varmeytelsen fra 443.5 kW til 386.7 kW med tilhørende effektfaktorer (COP) fra 5.1 til 2.7.

Tabell 4.5 på side 41 viser den prosentvise endringen i kuldeytelse (fordamperytelse), varmeytelse (kondensatorytelse) og de tilhørende effektfaktorene. Gjennomsnittlig reduseres kuldeytelsen med 0.86 %, varmeytelsen med 0.45 % og COP for kjøle- og varmedrift med henholdsvis 2.6 % og 2.0 % for hver Kelvin økning i kondenseringstemperatur.

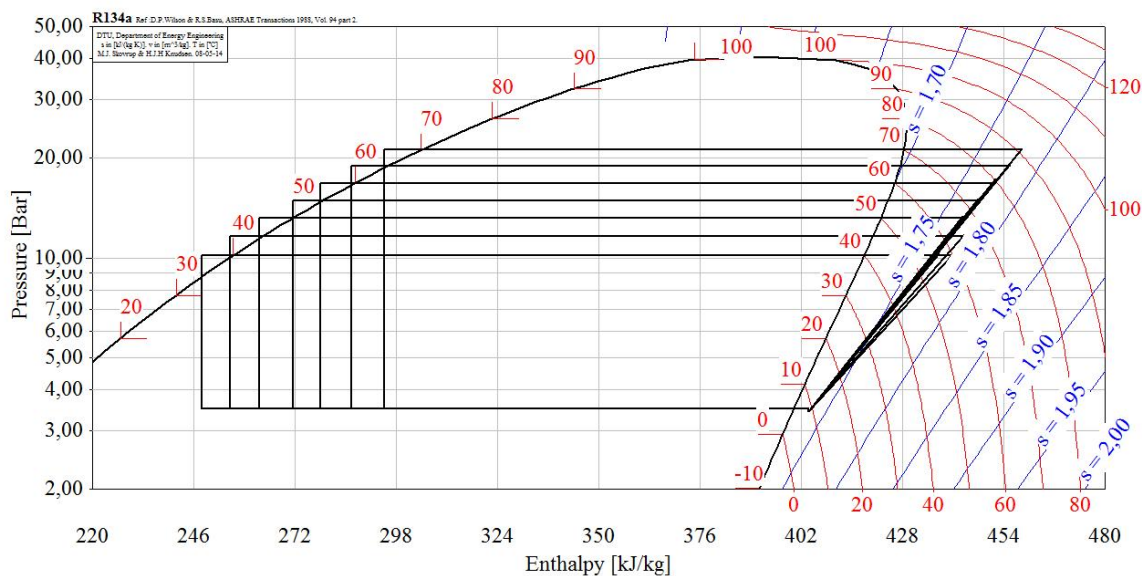
Av Figur 4.5 på neste side framkommer prosessforandringene ved ulike kondensatorer temperaturer tydelig. Økt kondenseringstemperatur gir lavere varmeytelse (kondensatorytelse) og høyere strupningstap som i diagrammet gjenkjennes ved smalere kurveprofil ved økende kondensatorer temperaturer. Det vil si at spesifikk kompressorytelse avtar med økende trykk. Økt trykkørstemperatur medfører høyere entalpiverdi etter kompressoren, men denne økningen er marginal i forhold til reduksjon i spesifikk kondensatorytelse slik at effektfaktoren (COP) totalt sett blir lavere.

Økt strupningstap som følge av økt kondenseringstemperaturer medfører at arbeidsmediet etter strupning har en høyere dampandel enn ved lavere kondenseringstemperaturer på grunn av at ekspansjonen foregår isentalpisk, altså uten gjenvinning av arbeid. Dette fører til reduksjon i kuldeytelsen (fordamperytelsen) og effektfaktor for kjøling.

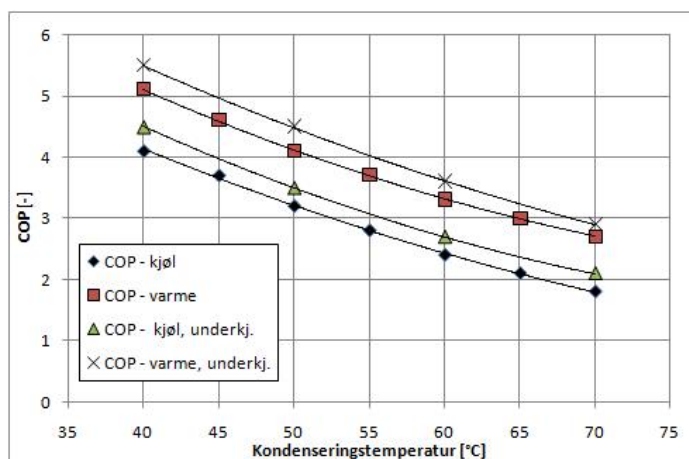
Skruekompressorens kapasitetsregulering ved dellast medfører at effektfaktorene for

kjøling og varme synker med 19 og 16 % ved en 50 % nedregulering av kompressorytelsen.

Ved bruk av en underkjølingsvarmeveksler kan strupningstapet minske og medføre økte ytelser for kjølemaskinen/varmepumpen uten økt kompressorinnsats. I beregninger av underkjølevarmevekslerens innvirkning på kjølemaskinens/varmepumpens ytelse ble det funnet at effektfaktorene for kulde- og varmedrift økte med 10.7 og 7.9 prosent. Se Figur 4.6.



Figur 4.5: Resultatene for de ulike kondensortemperaturer og tilhørende karakteristikk plottet i log p-h-diagram.



Figur 4.6: COP som funksjon av kondensortemperatur for kjøle- og varmedrift. Kurvene er tilpasset ved hjelp av kurvetilpasning i MS Excel.

4.2 Plassering av roterende varmegjenvinner

Som omtalt i underkapittel 2.4 på side 13, er plasseringen av varmegjenvinner av betydning ved bruk av avkastluft fra ventilasjonsanlegg som varmekilde til varmepumper. I ventilasjonsaggregatene i energisentralen i bygg 105 er de roterende varmegjenvinnerne plassert etter gjenvinningsbatteriene på avtrekksiden. (Figur 2.9 på side 13 viser hvordan de ulike komponentene i aggregatet er plassert).

Det er foretatt beregninger for ett enkelt aggregat på 20 000 m³/h som står plassert i energisentralen for å synliggjøre forskjellen ved å plassere varmepumpenheten (gjenvinningsbatteriet) før eller etter varmegjenvinneren på avtrekksiden. Dette er gjort ved å beregne effektbehov til ventilasjonsluften over året, ved å vise forskjellen i varmeleveranse og de forskjellige økonomiske kostnader for de 2 alternativene.

Beregningene er foretatt i regneark i Microsoft Excel og varmepumpeberegninger i CoolPack. Først ble effektbehovet for oppvarming av ventilasjonsluft funnet. Deretter ble gjenvunnet varme for henholdsvis roterende varmegjenvinner og varmepumpe beregnet for de 2 tilfellene. Til slutt ble kostnadene for de forskjellige situasjonene beregnet. Overskuddsvarmen fra varmepumpen, altså den varmen som ikke går med til gjenvinning, er beregnet som en besparelse med antakelse om at samme varmemengde alternativt må leveres helelektrisk. Investerings-, drifts- og vedlikeholdskostnader er ikke tatt med i beregningene.

Varmepumpen benyttet i beregningene er en tenkt varmepumpe og er ikke den samme som "RTWB 212"-aggregatet omtalt i kapittel 4.1 på side 35.

Beregningsgrunnlaget og resultatene er i sin helhet vedlagt i Vedlegg B.

4.2.1 Antakelser

Følgende punktvis framstilling viser tematisk antakelsene gjort i beregningene:

- Virkningsgrad roterende varmegjenvinner på 80 %
- Motoreffekt roterende varmegjenvinner
- Varmepumpeytelse

- Elektrisitetspris på 0.85 kr/kWh hele året
- Frostproblematikk
- Driftstid ventilasjonsanlegg på 15 timer hver dag (06.00 - 21.00) hele året

Virkningsgrad og motoreffekt roterende varmegjenvinner

Det antas at den roterende varmegjenvinneren har en årsvirkningsgrad på 80 %, som er 10 % høyere enn forskriftskrav etter TEK (2007).

Ifølge Covent (2008) trengs det en motoreffekt på 180 W for å drive den roterende varmegjenvinneren i ventilasjonsaggregatet med luftmengder i området 20 000 m³/h. Det antas i beregningene at nødvendig effekt for å drive den roterende varmegjenvinneren er 200 W eller 0.2 kW.

Varmepumpeytelse

Det antas brukt den samme varmepumpen i begge tilfeller. Varmepumpen kjøler i alle tilfeller avtrekksluften med 15 K. Dette gir en varmeeffekt på

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot C_{p,luft} \cdot \Delta T = 20000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.35 \text{ Wh/m}^3 \text{ K} \cdot 15 \text{ K} = 105 \text{ kW} \quad (4.2)$$

Det antas at denne varmeeffekten er lik fordamperytelsen i tilfellet med varmepumpeenheten plassert foran den roterende varmegjenvinneren. Da er lufttemperaturen før og etter gjenvinningsbatteriet 21°C og 6°C, noe som antas å gi en fordampningstemperatur på 0°C. Kondenseringstemperaturen er satt til 40°C i alle tilfeller. Coolpack er brukt til å finne nødvendig kompressorvolum for det antatte varmepumpeaggregatet. Tabell 4.12 på neste side viser de antatte parameterene innsatt i CoolPack. Dette gir et kompressorvolum på 183.92 m³/h.

For tilfellet hvor varmepumpeenheten plasseres etter den roterende varmegjenvinneren vil temperaturen etter varmegjenvinneren variere mye over året, og følgelig fordampningstemperaturen for varmepumpen. Det er derfor gjort en antakelse om at fordampningstemperaturen er 6 K lavere enn utgående lufttemperatur på gjenvinningsbatteriet.

Tabell 4.12: Innparametere for CoolPack ved beregning av nødvendig kompressorvolum for varmegjenvinnings situasjonen.

Parameternavn	Verdi
Kondenseringstemperatur	40 [°C]
Fordampningstemperatur	0 [°C]
Overhetning	5 [K]
Underkjøling	2 [K]
Trykktap sugeledning og trykkrør	0.5 [K]
Arbeidsmedium	R134a
Kjølekapasitet	105 [kW]
Isentropisk virkningsgrad	0.85 [-]
Varmetapsfaktor	10 [%]
Uutnyttet overhetning	1 [K]
Volumetrisk virkningsgrad	0.85 [-]

Frostfare

For lufttemperaturer under 0°C er det fare for tilfrysning på komponenter. Det er ikke tatt hensyn til frostfare i beregningene.

Driftstid

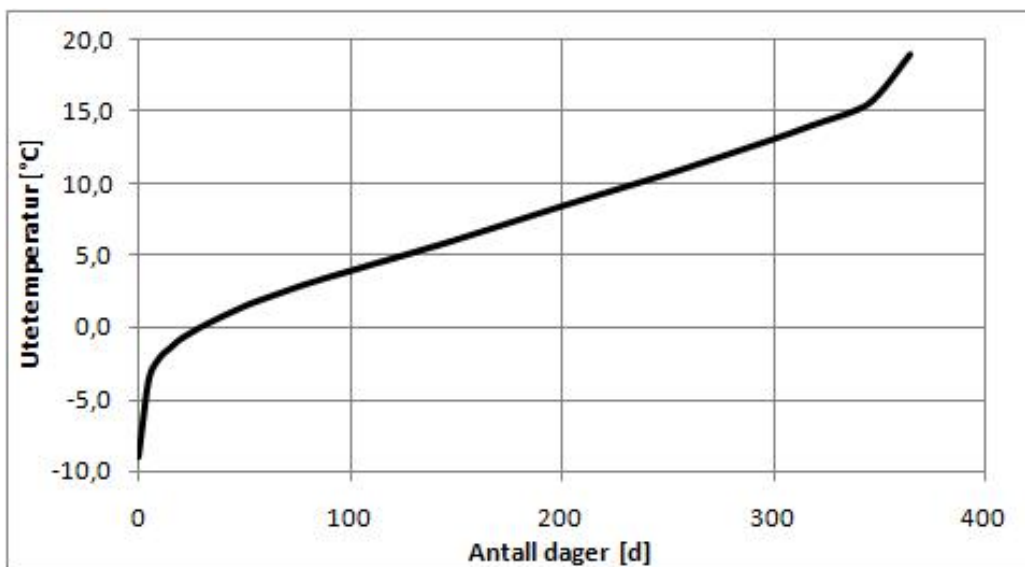
Antakelsen om driftstid er gjort ut fra normal driftstid for ventilasjonsanlegget ved Universitetet i Stavanger, som er fra klokken 06.00 til 21.00 hele uken. Det er antatt at ventilasjonsanlegget er i drift 52 uker i året i henhold til NS-3031 (2007) for universitets- og høyskolebygning.

4.2.2 Effekt- og energibehov

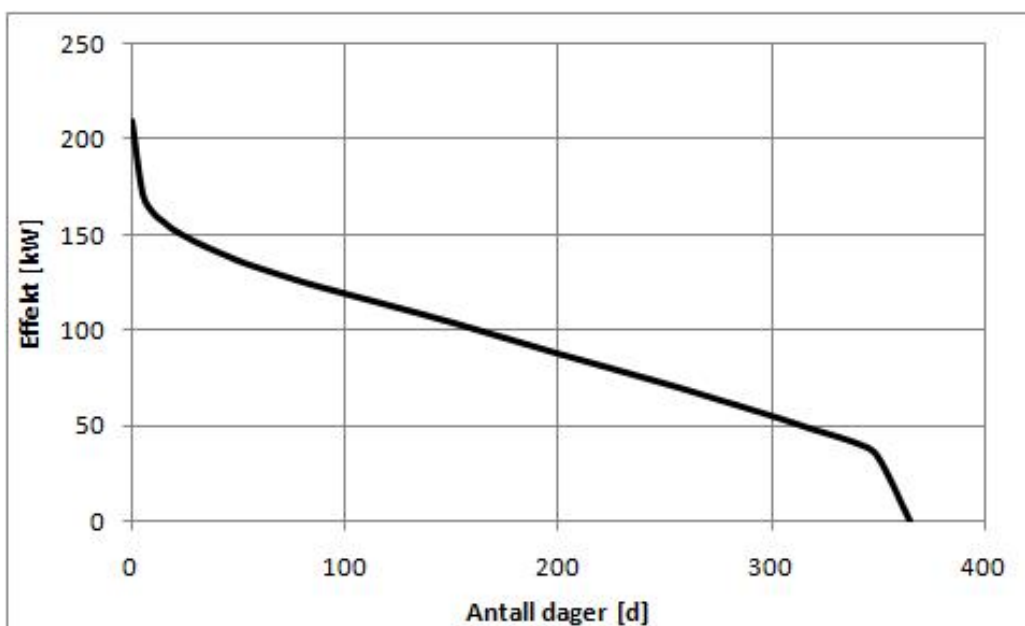
Effekt- og energibehovet er beregnet ved hjelp av klimadata for Stavanger (Stene 2001a). Tilluftstemperaturen er satt til 21°C som er settpunktstemperaturen for tilluft ved Universitetet i Stavanger. Tilluftens effekt bestemmes da ved

$$\dot{Q}_{tilluft} = \dot{V}_{ventilasjonsluft} \cdot \rho_{luft} \cdot C_{p,luft} \cdot (T_{tilluft} - T_{ute}) \quad (4.3)$$

Figur 4.7 viser temperaturvarigheten over året mens Figur 4.8 viser effektbehovet til oppvarming av ventilasjonsluften over året i form av effektvarighetsdiagram.



Figur 4.7: Temperaturvarighetskurve for Stavangerklima.



Figur 4.8: Effektvarighetskurve for oppvarming av ventilasjonsluft for et aggregat på 20 000 m³/h med klimadata for Stavanger.

4.2.3 Alternativ 1 - Varmepumpeenhet plassert før roterende varmegjenvinner

Varmeleveranser

Med utgangspunkt i effektvarighetsdiagrammet vist i Figur 4.8 på forrige side kan de forskjellige varmeleveransene bestemmes. Varmeleveransene i denne sammenheng er:

- Varmeytelse varmepumpe
- Gjenvunnet varme roterende varmegjenvinner
- Varme til tilluft som må dekkes av varmepumpe
- Overskuddsvarme varmepumpe

Varmeytelsen til varmepumpen er beregnet ved hjelp av CoolPack med inndataene presentert i Tabell 4.12 på side 50. Dette ga en varmeytelse på 130.8 kW for den tenkte varmepumpen. Da kan årlig varmeleveranse fra varmepumpen finnes ved likningen

$$Q_{\text{årlig,VP}} = \sum_{i=1}^{18} \dot{Q}_{VP,i} \cdot t_i \quad (4.4)$$

der i er perioden, $\dot{Q}_{VP,i}$ er varmepumpens kondensatorytelse og t er driftstiden. Videre kan årsvarmefaktoren (SPF) finnes ved likningen:

$$SPF = \frac{Q_{\text{årlig,VP}}}{W_{\text{årlig,VP}}} \quad (4.5)$$

hvor $W_{\text{årlig}}$ er gitt av likningen under.

$$W_{\text{årlig,VP}} = \sum_{i=1}^{18} \dot{W}_{VP,i} \cdot t_i \quad (4.6)$$

Årlig varmeleveranse fra varmepumpen ble beregnet til 716 130 kWh med en årsvarmefaktor (SPF) på 4.7 forutsatt samme driftstid som ventilasjonsanlegget.

Gjenvunnet varme (Q) fra den roterende varmegjenvinneren kan finnes ved å trekke gjenvinningsbatteriets varmeopptak fra tilgjengelig varmemengde i avtrekksluften og korrigere for virkningsgraden (η), se likning 4.7.

$$Q_{gjenvunnet,rVG} = (Q_{avtrekksluft} - Q_{gj.v.batteri}) \cdot \eta \quad (4.7)$$

Det resterende energibehovet for å varme opp tilluften må da dekkes av varmepumpen og kan finnes ved å trekke varmemengden gjenvunnet i varmegjenvinneren fra det totale energibehovet, se likning 4.8.

$$Q_{tilluft,VP} = Q_{behov} - Q_{gjenvunnet,rVG} \quad (4.8)$$

Overskuddsvarmen fra varmepumpen, det vil si andelen av varmepumpens varmeytelse som ikke dekker oppvarming av tilluften, er uttrykt i likning 4.9.

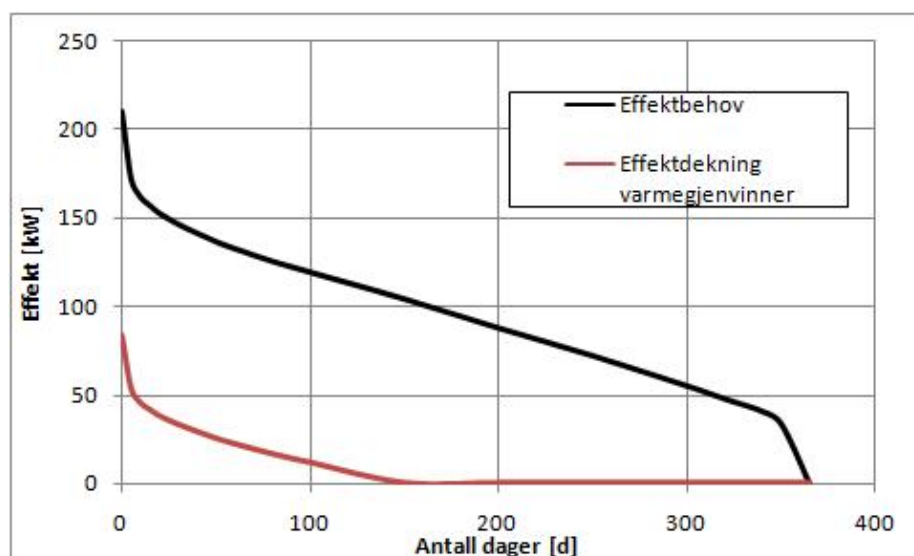
$$Q_{tilovers,VP} = Q_{VP} - Q_{tilluft,VP} \quad (4.9)$$

Tabell 4.13 viser resultatet av beregningene i form av årlig varmeleveranse.

Tabell 4.13: Varmebehov og varmeleveranser når den roterende varmegjenvinneren er plassert etter varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteri.

Q_{behov}	Q_{VP}	$Q_{gjenvunnet,rVG}$	$Q_{tilluft,VP}$	$Q_{tilovers,VP}$
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
512 998.50	716 130.00	47 073.60	465 924.90	250 205.10

I Figur 4.9 på neste side illustreres effektdekningen til den roterende varmegjenvinneren i forhold til effektbehovet. Her framkommer det at graden av varmegjenvinning er liten. Arealet mellom kurvene utgjør det resterende varmebehovet for oppvarming av tilluften over året som må dekkes av varmepumpen.



Figur 4.9: Effektvarighetskurve for oppvarming av ventilasjonsluft og gjenvunnet effekt av roterende varmegjenvinner for et aggregat på 20 000 m³/h med klimadata for Stavanger. Varmepumpeenheten er plassert foran varmegjenvinneren.

Økonomi

Kostnadsberegning er gjort ved å beregne kostnader ved å drive den roterende varmegjenvinneren, varmpumpen og ved å beregne besparelsen representert ved overskuddsvarmen fra varmpumpe som antas å erstatte “direkte” elektrisk oppvarming.

Årlig kostnad (K_{rVG}) ved å drive roterende varmegjenvinner finnes ved å multiplisere motoreffekten (\dot{W}_{rVG}) med driftstid (t_{drift}) og elektrisitetsprisen (k_{el}).

$$K_{r, \text{varmegjenvinning}} = \dot{W}_{rVG} \cdot t_{drift} \cdot k_{el} \quad (4.10)$$

Årlig kostnad ved bruk av varmpumpe finnes ved å beregne årlig kostnad til varmegjenvinning med varmpumpe ($K_{vp, \text{varmegjenvinning}}$), og trekke fra besparelsen av varmeoverskuddet (B_{vp}).

$$K_{vp, \text{varmegjenvinning}} = \frac{Q_{tilluft, VP}}{SPF} \cdot k_{el} \quad (4.11)$$

$$B_{vp} = (Q_{el} - \frac{Q_{tilovers, VP}}{SPF}) \cdot k_{el} \quad (4.12)$$

Total årlig besparelse (B_{total}) for varmegjenvinning med varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteri plassert foran den roterende varmegjenvinneren finnes da ved å trekke de årlige kostnadene fra besparelsen ved varmepumpe.

$$B_{total} = B_{vp} - (K_{r,varmegjenvinning} + K_{vp,varmegjenvinning}) \quad (4.13)$$

Tabell 4.14 viser de økonomiske beregningsresultatene.

Tabell 4.14: Kostnader og besparelse når den roterende varmegjenvinneren er plassert etter varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteri.

Årlig kostnad roterende varmegjenvinner	Årlig kostnad varmegjenvinning VP	Årlig besparelse VP	Total årlig besparelse
[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]
382.5	98 243.19	167 830.62	69 204.93

4.2.4 Alternativ 2 - Varmepumpeenhet plassert etter roterende varmegjenvinner

Varmeleveranser

Varmeleveransene er i hovedsak beregnet på samme måte som vist i avsnitt 4.2.3 på side 52 med unntak av at varmepumpeenheten nå er plassert etter den roterende varmegjenvinneren. Varmeytelsen til varmepumpen vil i dette tilfellet variere relativt mye som følge av varierende utetemperatur og følgelig varierende temperatur etter den roterende varmegjenvinneren, se likning 4.14.

$$Q_{gjenvunnet,rVG} = Q_{avtrekksluft} \cdot \eta \quad (4.14)$$

Varmepumpens ytelse er beregnet ved hjelp av Coolpack med en antakelse om at temperatursenkningen til luften over varmepumpeenheten er 15 K, og at fordampningstemperaturen er 6 K lavere enn lufttemperaturen etter varmepumpeenheten. Kondenseringstemperaturen ble satt til 40°C og kompressorvolumet er det samme som i de foregående beregning-

gene på 183,92 m³/h. De benyttede likninger følger under.

$$Q_{gjenvunnet,rVG} = \dot{V}_{ventilasjonsluft} \cdot \rho_{luft} \cdot C_{p,luft} \cdot t_{drift} \cdot (T_{tilluft} - T_{etter,rVG,avtrekk}) \quad (4.15)$$

$$T_{etter,rVG,avtrekk} = \frac{Q_{gjenvunnet,rVG}}{\dot{V}_{ventilasjonsluft} \cdot \rho_{luft} \cdot C_{p,luft} \cdot t_{drift}} - T_{tilluft} \quad (4.16)$$

$$T_{etter,VPenhet} = T_{etter,rVG,avtrekk} - \Delta T_{VPenhet} \quad (4.17)$$

$$T_0 = T_{etter,VPenhet} - \Delta T_{6K} \quad (4.18)$$

Tabell 4.15 på neste side viser de beregnede temperaturene. Det ble kjørt en beregning i CoolPack for hver fordampningstemperatur med de samme betingelsene som tidligere er nevnt for varmpumpen. Beregning i CoolPack gir da en varmeytelse i kW og tilhørende effektfaktor (COP) for hver periode.

Periodevis varmeleveranse for varmpumpen bestemmes ved å multiplisere varmeytelsen funnet for hver periode med den tilhørende driftssiden. Videre finnes årlig varmeleveranse for varmpumpen ved å addere de periodevise varmeleveransene.

$$Q_{VP,i} = \dot{Q}_i \cdot t_i \quad (4.19)$$

$$Q_{VP} = \sum_{i=1}^{18} Q_{VP,i} \quad (4.20)$$

Tabell 4.16 og Tabell 4.17 på side 59 viser henholdsvis de beregnede verdiene i CoolPack og de oppnådde varmeleveransene.

Årsvarmefaktoren bestemmes ved å multiplisere driftstiden i perioden med den tilhørende kondensatorytelsen dividert på periodens driftstid multiplisert med periodens kompressor-

Tabell 4.15: Temperaturer ved varmegjenvinning med varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteriet plassert etter den roterende varmegjenvinneren på avtrekksiden.

Antall timer	Gj.snittlig utetemp. i periode	Temp. etter roterende varmegjenvinner	Temp. etter VP-enhet	Fordampnings-temp.
[h]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
75	-6,3	-0,81	-15,81	-21,8
75	-2,8	1,95	-13,05	-19,0
75	-1,8	2,79	-12,21	-18,2
75	-1,1	3,31	-11,69	-17,7
150	-0,4	3,91	-11,09	-17,1
150	0,4	4,55	-10,45	-16,4
150	1,1	5,11	-9,89	-15,9
150	1,8	5,61	-9,39	-15,4
300	2,6	6,24	-8,76	-14,8
300	3,5	7,00	-8,00	-14,0
750	5,0	8,22	-6,78	-12,8
750	7,3	10,02	-4,98	-11,0
750	9,6	11,85	-3,15	-9,2
750	11,9	13,71	-1,29	-7,3
300	13,6	15,10	0,10	-5,9
300	14,7	15,92	0,92	-5,1
150	15,7	16,74	1,74	-4,3
225	17,6	19,08	4,08	-1,9

effekt, for så å summere over alle periodene:

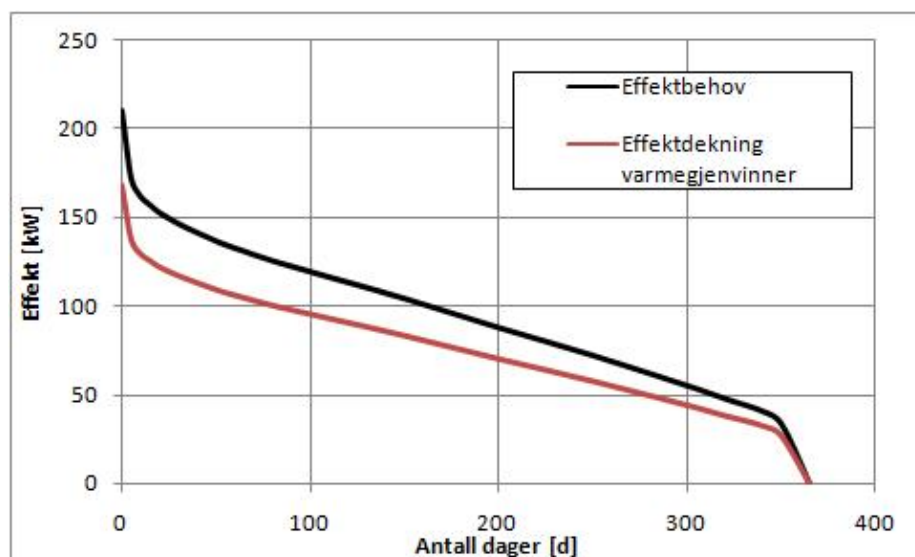
$$SPF = \frac{\sum_{i=1}^{18} \dot{Q}_{VP,i} \cdot t_i}{\sum_{i=1}^{18} \dot{W}_{VP,i} \cdot t_i} \quad (4.21)$$

Dette ga en årsvarmefaktor (SPF) for varmepumpen på 3.7 når varmepumpeenheten plasseres etter den roterende varmegjenvinneren i avtrekkskanalen.

Figur 4.10 på neste side viser effektdekningen til den roterende varmegjenvinneren i forhold til effektbehovet. Her framkommer det at graden av varmegjenvinning er relativt stor. Arealet mellom kurvene utgjør det resterende varmebehovet for oppvarming av tilluften over året som må dekkes av varmepumpen. Dette arealet er betraktelig mindre enn for tilfellet med varmegjenvinneren plassert etter gjenvinningsbatteriet.

Tabell 4.16: Resultatet av beregning i CoolPack.

Antall timer	\dot{Q}_0	\dot{Q}_K	\dot{W}	COP
[h]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
75	41,73	60,35	20,30	3,0
75	47,42	67,15	21,48	3,1
75	49,15	69,19	21,81	3,2
75	50,26	70,50	22,01	3,2
150	51,62	72,09	22,26	3,2
150	53,24	73,98	22,54	3,3
150	54,43	75,35	22,74	3,3
150	55,63	76,75	22,94	3,3
300	57,11	78,45	23,17	3,4
300	59,13	80,76	23,48	3,4
750	62,26	84,33	23,93	3,5
750	67,22	89,92	24,58	3,7
750	72,50	95,80	25,20	3,8
750	78,43	102,3	25,80	4,0
300	83,04	107,4	26,21	4,1
300	85,78	110,3	26,44	4,2
150	88,89	113,3	26,65	4,3
225	97,47	122,8	27,71	4,5



Figur 4.10: Effektvarighetskurve for oppvarming av ventilasjonsluft og gjenvunnet effekt av roterende varmegjenvinner for et aggregat på 20 000 m³/h med klimadata for Stavanger. Varmepumpeenheten er plassert etter varmegjenvinneren.

Tabell 4.17: Varmebehov og varmeleveranser når den roterende varmegjenvinneren er plassert foran varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteri.

Q_{behov}	Q_{VP}	$Q_{gjenvunnet,rVG}$	$Q_{tilluft,VP}$	$Q_{tilovers,VP}$
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
512 998.50	501 725.25	410 398.80	102 599.70	399 125.55

Økonomi

Kostnadsberegningene i dette tilfellet er utført på nøyaktig samme måte som i avsnitt 4.2.3 på side 52. Tabell 4.18 viser de oppnådde resultatene.

Tabell 4.18: Kostnader og besparelse når den roterende varmegjenvinneren er plassert foran varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteri.

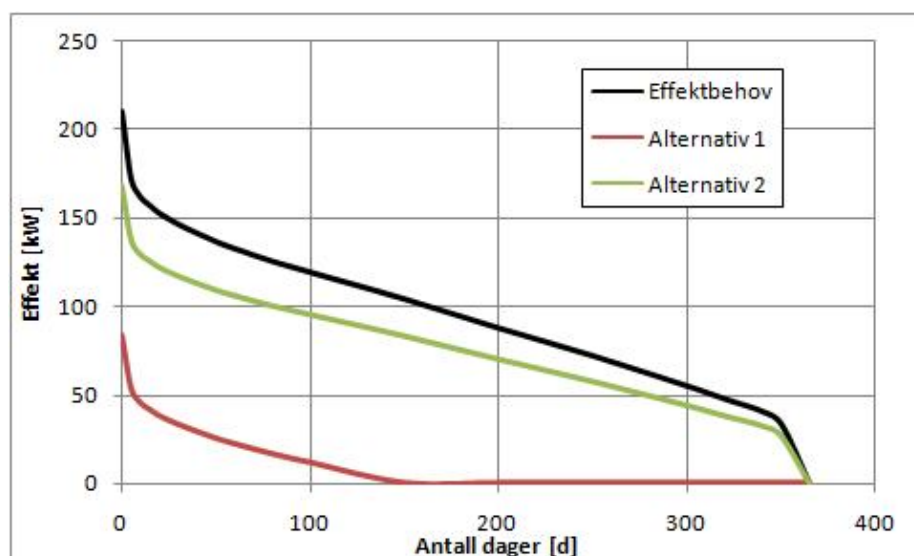
Årlig kostnad roterende varmegjenvinner	Årlig kostnad varmegjenvinning VP	Årlig besparelse VP	Total årlig besparelse
[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]
930.75	27 663.56	247 784.25	219 189.94

Kostnaden for å drive varmegjenvinneren har økt som følge av at den i dette tilfelle benyttes i en lengre periode. Varmegjenvinningskostnaden for varmepumpen har blitt vesentlig redusert som følge av mindre varmebehov til tilluften som igjen medfører vesentlig økt overskuddsvarme og besparelse.

4.2.5 Sammenlikning

Ved å sammenlikne alternativene for plassering av varmepumpeenhet i forhold til varmegjenvinneren er det mulig å se forskjeller i de ulike varmeleveransene samt de økonomiske forskjellene slik at lønnsomheten kan vurderes. I Tabell 4.19 på neste side og 4.20 på side 61 er de viktigste resultatene for henholdsvis varmeleveranser og økonomiske kostnader satt sammen. Tabellen viser også Alternativ 1 og Alternativ 2.

Selv om varmepumpens totale årlige varmeleveranse går ned med 30 % fra Alternativ 1 til Alternativ 2, så øker varmepumpens årlige varmeleveranse som ikke brukes til oppvarming av ventilasjonsluften med 60 %. Dette skyldes at den årlige varmeleveransen



Figur 4.11: Effektvarighetskurve for oppvarming av ventilasjonsluft og gjenvunnet effekt av roterende varmegjenvinner for et aggregat på 20 000 m³/h med klimadata for Stavanger.

Tabell 4.19: Varmebehov og varmeleveranser for Alternativ 1 og 2 med prosentvis endring.

	Q_{VP}	$Q_{gjenvunnet,rVG}$	$Q_{tilluft,VP}$	$Q_{tilovers,VP}$
[-]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Alt 1	716 130.00	47 073.60	465 924.90	250 205.10
Alt 2	501 725.25	410 398.80	102 599.70	399 125.55
	-30%	772%	-78%	60%

fra den roterende varmegjenvinneren har økt med 772 %, som igjen medfører at andelen av oppvarming av ventilasjonsluften som varmepumpen må dekke reduseres med 78 %. Den årlige varmeleveransen som kan benyttes til andre formål enn varmegjenvinning av ventilasjonsluften øker da med 60 %.

For Alternativ 2 ser en at kostnadene for den roterende varmegjenvinneren har økt med 143 %. Dette skyldes lengre driftstid for varmegjenvinneren som følge av den fysiske plasseringen. Prosentvis er kostnadsøkningen stor, men virkningen av kostnadsendringen gir en redusert spesifikk varmepris for varmegjenvinneren på grunn av den kraftige økte varmeleveransen. Den spesifikke varmeprisen for varmepumpens leveranse til oppvarming av tilluft har økt litt mens total årlig kostnad har gått ned.

Varmepumpens årlige besparelse har økt med 48 %. Dette kommer som et direkte resultat av den markante økningen i varmegjenvinnerens varmeytelse, som reduserer behovet for

Tabell 4.20: Kostnader og besparelse for Alternativ 1 og 2 med prosentvis endring.

	Årlig kostnad roterende varmegjenvin- ner	Årlig kostnad varmegjenvin- ning VP	Årlig besparelse VP	Total årlig besparelse
[-]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]
Alt 1	382.5	98 243.19	167 830.62	69 204.93
Alt 2	930.75	27 663.56	247 784.25	219 189.94
	143%	72%	48%	217%

varmepumpens bidrag til tilluften. Dette betyr at det resterende av varmepumpens årlige leveranse kan leveres til andre formål. I dette tilfellet er det som tidligere nevnt, tenkt at overskuddsvarmen medfører at “direkte” elektrisk oppvarming, for eksempel elektrokjel, kan reduseres tilsvarende overskuddsvarmen.

Totalt sett har den årlige besparelsen økt med 217 % som følge av å plassere gjenvinningsbatteriet etter den roterende varmegjenvinneren i stedet for foran i avtrekkskanalen.

4.2.6 Følsomhet

Ved hjelp av en følsomhetsanalyse avgjøres hvor følsomme resultatene er ved endringer av faktorer som inngår i beregningene. Dette er gjennomført ved å endre på variable hver for seg med en viss prosentvis økning eller reduksjon. Dermed kan virkningen på resultatene kartlegges.

I denne sammenheng er det sett på kun 2 parametere. Disse er:

- Årsvarmefaktor for varmepumpe brukt i Alternativ 2
- Årsvirkningsgrad for roterende varmegjenvinner

Årsvarmefaktoren for varmepumpen brukt som i Alternativ 2 kan i realiteten tenkes å ha en lavere årsvarmefaktor enn antydnet ovenfor. Årsvarmefaktoren er i utgangspunktet beregnet til 3.7. I følsomhetsbetraktningen reduseres årsvarmefaktoren først til 2.7 og så til 1.7. Resultatene er presentert i Tabell 4.21 på neste side.

Med en forskjell i årsvarmefaktor på 3 mellom Alterantiv 1 og 2 viser resultatet av

følsomhetsbetraktningen at den årlige besparelsen likevel er større for Alternativ 2. (Lik årlig besparelse oppnås med en årsvarmefaktor på 1.641850).

Tabell 4.21: Følsomhet i kostnader og besparelse for Alternativ 1 og 2 med reduksjon av årsvarmefaktoren for Alternativ 2.

SPF	Årlig kostnad roterende varme- gjenvinner	Årlig kostnad varme- gjenvinning VP	Årlig besparelse VP	Total årlig besparelse
[-]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]
4.7 (Alt 1)	382.5	98 243.19	167 830.62	69 204.93
3.7	930.75	27 663.56	247 784.25	219 189.94
2.7	930.75	37 998.89	213 606.81	174 675.44%
1.7	930.75	60 352.76	139 693.94	78 410.43

Reduksjon i virkningsgraden til den roterende varmegjenvinneren medfører at varmeleveransen til oppvarming av ventilasjonsluften fra varmpumpen må øke. Følgelig blir økningen størst for Alternativ 2, hvor varmegjenvinneren er plassert foran gjenvinningsbatteriet på avtrekksiden i ventilasjonsaggregatet. Virkningsgraden for den roterende varmegjenvinneren endres til 70 % som er forskriftskravet etter TEK (2007). Tabell 4.22 viser resultatene.

Tabell 4.22: Følsomhet i kostnader og besparelse for Alternativ 1 og 2 med reduksjon av årsvirkningsgraden for roterende varmegjenvinner.

η	Årlig kostnad roterende varme- gjenvinner	Årlig kostnad varmegjenvin- ning VP	Årlig besparelse VP	Total årlig besparelse
[-]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]	[kr/år]
0.8 (Alt 1)	382.5	98 243.19	167 830.62	69 204.93
0.7 (Alt 1)	382.5	99 483.19	163 883.66	64 017.25
0.8 (Alt 2)	930.75	27 663.56	247 784.25	219 189.94
0.7 (Alt 2)	930.75	41 495.34	177 829.97	135 568.13

Resultatet viser at med en virkningsgrad etter forskriftskravet gir Alternativ 2 størst besparelse. (Lik årlig besparelse oppnås med en virkningsgrad på cirka 0.4295).

4.2.7 Oppsummering

Resultatet av beregningene med de omtalte antakelsene viser at total årlig besparelse i form av tilført kjøpt elektrisitet er størst ved å plassere den roterende varmegjenvinneren før varmepumpeenhet/gjenvinningsbatteri i avtrekkskanalen i et ventilasjonsaggregat på 20 000 m³/h.

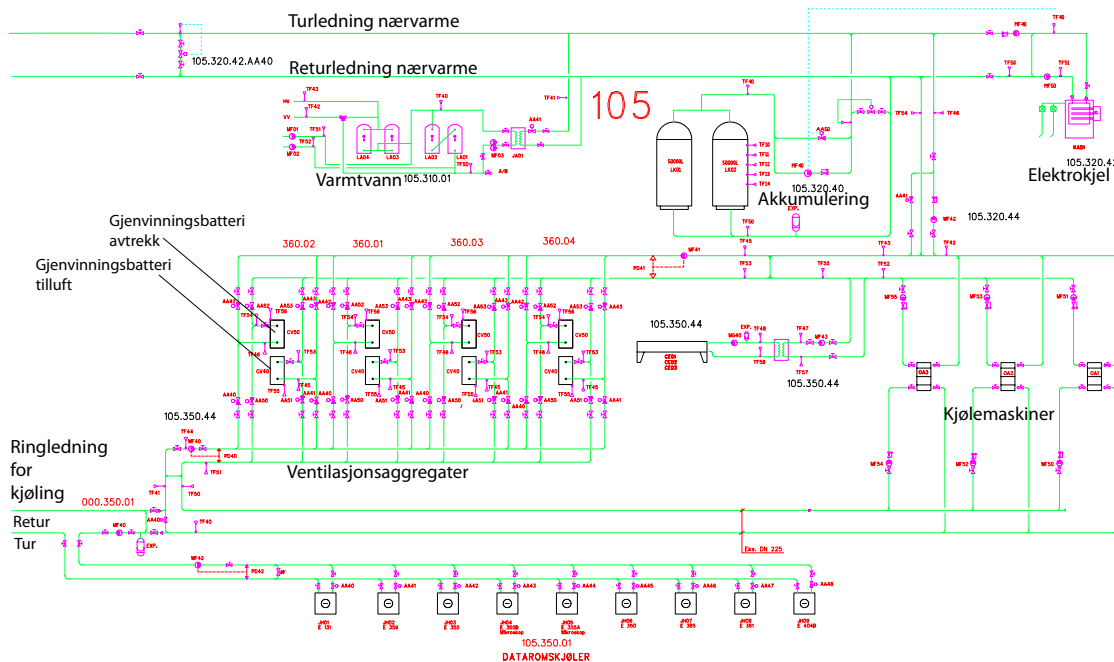
Det ble ved hjelp av følsomhetbetraktninger funnet at besparelsen er størst for Alternativ 2 med en årsvarmefaktor på 4.7 for Alternativ 1 og 1.7 for Alternativ 2.

Ved å redusere virkningsgraden til 70 % for begge alternativene gir fremdeles Alternativ 2 størst årlig besparelse. Lik årlig besparelse ble funnet ved en virkningsgrad på cirka 43 %.

4.3 Innkobling av elektrokjel

I et varmeanlegg med varmepumpeløsning er det alltid ønskelig at varmepumpen utnyttes fullt ut før spisslast kobles inn. Hvordan spisslastenheter er koblet i forhold til varmepumpen i en energisentral har betydning for varmepumpens ytelse og ikke minst det totale varmeanleggets årsvirkningsgrad og årsvarmefaktor. Derfor er det gjort en kort analyse av elektrokjelen plassering i energisentralen i bygg 105 i form av en eksemplifisert situasjon i vinterdrift for de installerte kjølemaskinene/varmepumpene.

Først presenteres prinsippkjema for energisentralen som viser plasseringen av elektrokjelen i forhold til kjølemaskinene. Videre forklares den nåværende strategien for varmeleveranse fra energisentralen med bakgrunn i prinsippkjema. Så gjennomgås en alternativ plassering av elektrokjelen. Til slutt sammenliknes løsningene i et beregningseksempel som viser konsekvensene av de valgte løsningene for kjølemaskinene og varmeanlegget i energisentralen totalt sett.



Figur 4.12: Prinsippkjema over energisentralen i bygg 105.

4.3.1 Eksisterende plassering - parallellkobling

Av Figur 4.12 på forrige side framgår det at elektrokjelen er koblet i parallell med kjølemaskinene. Ved behov for spisslast reduseres dermed vannmengden over kjølemaskinene. For å levere samme varmeeffekt må temperaturdifferansen økes over kondensatoren og dermed også turtemperaturen. Dette medfører økt kondenseringstemperatur og reduksjon i effektfaktor.

Strategi ved vinterdrift

Elektrokjelen i energisentralen i bygg 105 er som vist i Figur 4.12 på forrige side koblet i parallell med de 3 kjølemaskinene. I en typisk vinterdriftsituasjon tas varme fra avtrekksluften i ventilasjonsaggregatet ved hjelp av de væskekoblede gjenvinningsbatteriene. Glykolkretsen føres så inn på kjølemaskinenes fordampere hvor varmen avgis. På kondensatorsiden ledes det varme vannet til varmebatteriene på tilluftsiden i ventilasjonsaggregatene. Overskuddsvarmen, varme som ikke går til oppvarming av tilluften, føres direkte inn på nærvarmenettets turlledning. Fra nærvarmenettets returledning føres noe av vannet ned til kursen for oppvarming av ventilasjonsluft og blandes med turvannet fra kjølemaskinene. Resten av vannet ledes videre til elektrokjelen ved behov for spisslast. Etter elektrokjelen møtes vannet fra elektrokjelen med andelen vann fra kjølemaskinene som ikke er brukt til oppvarming av ventilasjonsluft.

4.3.2 Alternativ plassering - seriekobling

Som en alternativ løsning er kjelen plassert i turlledningen etter kjølemaskinenes kondensatorer. Det skal her understrekes at det ved denne løsningen ikke er tatt høyde for hvilke reguleringstekniske problemer dette ville ha medført for det eksisterende anlegget. Hovedpoenget er å vise en prinsipiell sammenkobling og hvilke konsekvenser dette medfører for kjølemaskinene og energisentralen totalt sett.

Strategi ved vinterdrift

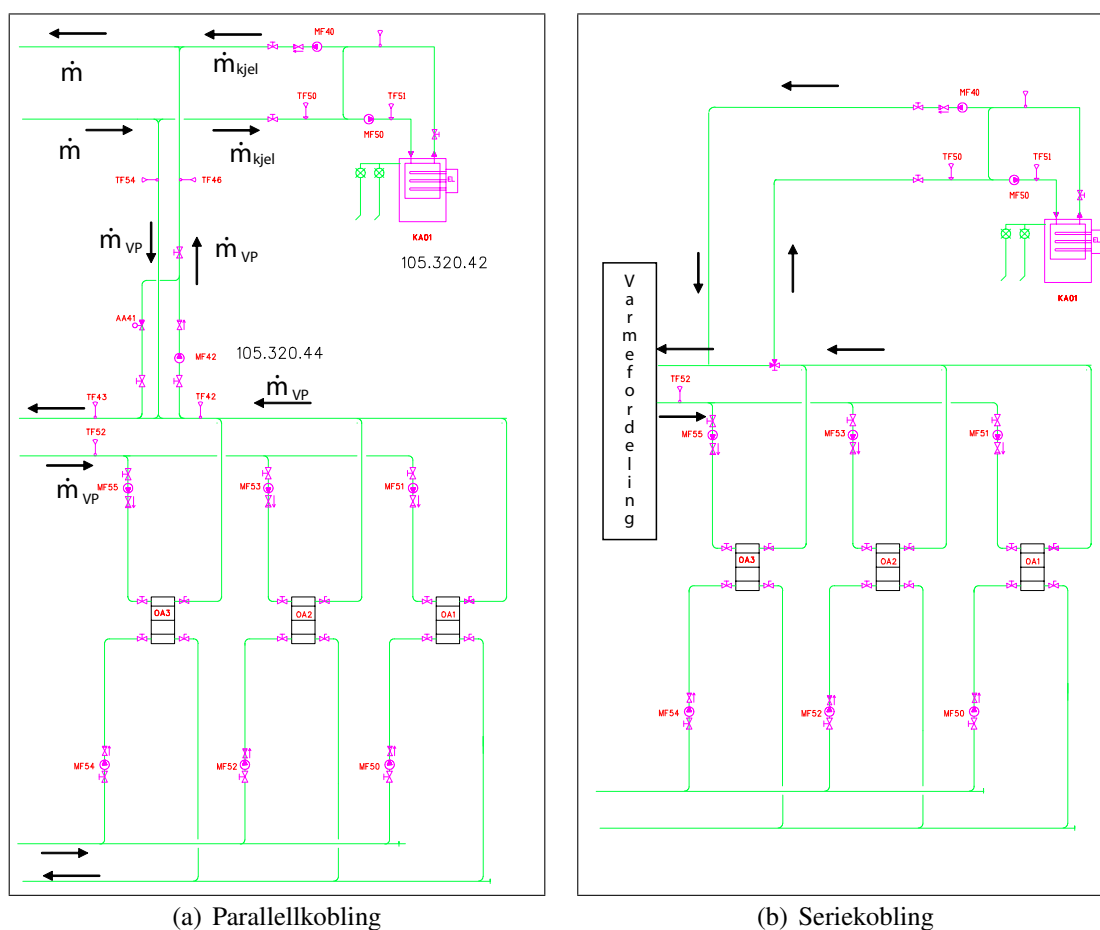
Spisslasten som i dette tilfellet er elektrokjelen i energisentralen, kobles inn når kjølemaskinene alene ikke greier å dekke behovet for varmeeffekt. Elektrokjelen kobles

da inn ved å åpne og stenge ventiler slik at hele vannmengden fra kjølemaskinenes kondensatorer også går gjennom elektrokjelen.

4.3.3 Sammenlikning

Beregningseksempel

I beregningseksempelen er det sett på et scenario hvor behovet for spisslast oppstår i varmeanlegget for å vise hvordan temperaturfordelingen mellom elektrokjelen og kjølemaskinene blir ved den eksisterende koblingen og den alternative seriekoblingen. Se Figur 4.13.



Figur 4.13: Prinsippskjema for sammenkobling av elektrokjel og kjølemaskinene i energisentralen hvor (a) viser eksisterende parallellkobling og (b) en alternativ seriekobling.

For begge alternativene er det sett på en situasjon i vinterdrift hvor kjølemaskinene leverer

en samlet varmeeffekt på 1200 kW mens det totale behovet er på 1400 kW slik at elektrokjelen må bidra 200 kW for å imøtekommet kravet til varmeeffekt. Kjølemaskinene dekker alene effektbehovet med tur- og returtemperaturer på 50 °C og 40 °C. I den beskrevne situasjonen er kravet til tur- og returtemperaturen i nærvarmenettet satt til 52 °C og 40 °C. Maksimal utgående vanntemperatur fra kjølemaskinene er begrenset til 60 °C, oppgitt fra leverandør. I beregningene av temperaturer for den eksisterende parallellkoblingen er det gjort en antakelse om at returtemperaturen er den samme for elektrokjelen som for kjølemaskinene og at massestrømmen er lik over kjølemaskinene og elektrokjelen.

Med kjent tur- og returtemperatur for nærvarmenettet, og kravet om spisslast kan de andre temperaturene bestemmes. For den ekisterende parallellkobling halveres sirkulert mengde over kondensatoren slik at turtemperaturen fra kjølemaskinene økes til 60 °C med antatt kondenseringstemperatur 65 °C. Med disse forutsetningene kan turtemperaturen fra elektrokjelen bestemmes ved å betrakte følgende forhold:

$$T_{tur} = \frac{\dot{m}_{kjel}}{\dot{m}_{tot}} \cdot T_{tur,kjel} + \frac{\dot{m}_{VP}}{\dot{m}_{tot}} \cdot T_{tur,VP} \quad (4.22)$$

$$T_{tur,kjel} = \frac{T_{tur} - \frac{\dot{m}_{VP}}{\dot{m}_{tot}} \cdot T_{tur,VP}}{\frac{\dot{m}_{kjel}}{\dot{m}_{tot}}} \quad (4.23)$$

For alternativet med seriekobling av elektrokjelen vil sirkulert mengde over elektrokjelen være lik mengden som sirkulerer gjennom kjølemaskinenes kondensatorer. Tur- og kondenseringstemperaturene for kjølemaskinene er derfor den samme som før spisslastkravet inntraff slik at elektrokjelens bidrag blir å øke temperaturen med 2 K.

Tabell 4.23 på neste side viser de oppnådde temperaturene for de 2 alternative løsningene. Her framgår det at parallellkoblingen medfører høyere kondenseringstemperatur og følgelig lavere effektfaktor enn seriekobling av elektrokjelen. For det det omtalte “RTWB 212”-aggregatet vil dette utfra de tidligere beregnede ytelser tilnærmet gi en effektfaktor på 3.2 ved parallellkobling mot 3.7 ved seriekobling.

Tabell 4.23: Tur- og returtemperaturer for nærvarmenettet, kjølemaskinene og elektrokjelen ved eksisterende kobling av elektrokjelen.

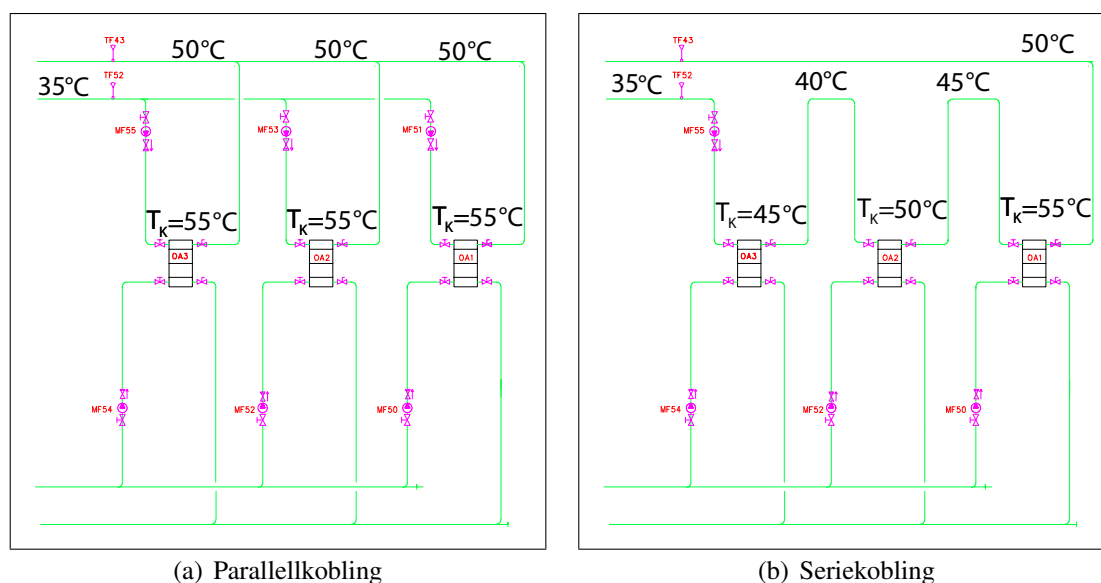
	<i>Eksisterende</i>	<i>Alternativ</i>
Nærvarmenettet	Temperatur [°C]	Temperatur [°C]
Tur	52	52
Retur	40	40
Kjølemaskinene	Temperatur [°C]	Temperatur [°C]
Tur	60	50
Retur	40	40
Kondensering	65	55
Elektrokjelen	Temperatur [°C]	Temperatur [°C]
Tur	44	52
Retur	40	40
ΔT	4	2

4.3.4 Oppsummering

Seriekobling gir bedre effektfaktor for kjølemaskinene ved innkobling av spisslast som følge av at parallellkobling av kjølemaskinene og elektrokjelen medfører økt kondenseringstemperatur for kjølemaskinene.

4.4 Sammenkobling av kondensatorer

I avsnitt 2.5.6 på side 23 omtales hvordan flere varmepumpeaggregater kan kobles sammen på kondensatorsiden og hvilke innvirkning henholdsvis parallell- og seriekobling av kondensatorer har på varmepumpens ytelse. I dette avsnittet vises den eksisterende parallellkoblede løsningen og den alternative med seriekoblingen. Som et sammenlikningsgrunnlag er det lagt til grunn en situasjon med tur- og returtemperatur på 50 °C og 35 °C. Figur 4.14 viser de 2 alternativene med innsatte temperaturer.



Figur 4.14: Prinsippskjema for sammenkobling av kjølemaskinens kondensatorer i energisentralen hvor (a) viser eksisterende parallellkobling og (b) en alternativ seriekobling.

Seriekobling av kondensatorene gir lavere midlere kondenseringstemperatur, her 50 °C, enn ved parallellkobling som har kondenseringstemperatur på 55 °C. Dette betyr at seriekobling av kondensatorene krever mindre tilførte effekt til kompressorene og derved bedre effektfaktor enn parallellkobling ved de samme temperaturkravene.

5 Alternativ varmepumpeløsning - R717

Som et alternativ til de eksisterende kjølemaskinene installert i energisentralen i bygg 105 er det sett på et totrinns ammoniakkanlegg. Ammoniakk er som nevnt tidligere et naturlig arbeidsmedium med gode varmeoverføringsegenskaper, men som krever visse hensyn med tanke på giftighet og den høye trykkgasstemperaturen arbeidsmediet oppnår. For å kunne tilfredstille de samme temperaturkravene og kulde- og varmetytelse som det eksisterende ettrinns R134a-anlegget må ammoniakkanlegget utformes med 2 kompresjonstrinn slik at det opereres i 40 bars trykkklasse.

Utformingen av det alternative ammoniakkanlegget er tenkt å bestå av turtallsregulerte stempelkompressorer, platefordamper og platekondensator og åpen mellomtrykksbeholder. Stempelkompressoren har i utgangspunktet noe lavere isentropisk og volumetrisk virkningsgrad enn skruekompressoren i dimensjoneringspunktet. Forskjellen er at stempelkompressoren har vesentlig bedre virkningsgrader på dellast på grunn av mer effektiv kapasitet-sregulering. Varmepumper brukt til kjøle- og oppvarmingsformål i bygninger medfører at kompressorene i den største delen av året jobber utenfor dimensjoneringspunktet. Dermed blir god dellastregulering særdeles viktig. Det er derfor valgt å benytte stempelkompressor i det alternative anlegget fordi det forventes at disse gir bedre virkningsgrader totalt sett gjennom året.

Som fordamper og kondensator benyttes platevarmevekslere. Platevarmeveksleren er som tidligere nevnt i rapporten mindre plasskrevende, har bedre varmeoverføringsegenskaper og krever mindre fylling enn varmevekslere av rørkjelstypen. Dette betyr at anlegget kan bygges relativt kompakt samtidig som mengden arbeidsmedium i anlegget holdes nede, noe som er positivt med tanke på mediets giftighet.

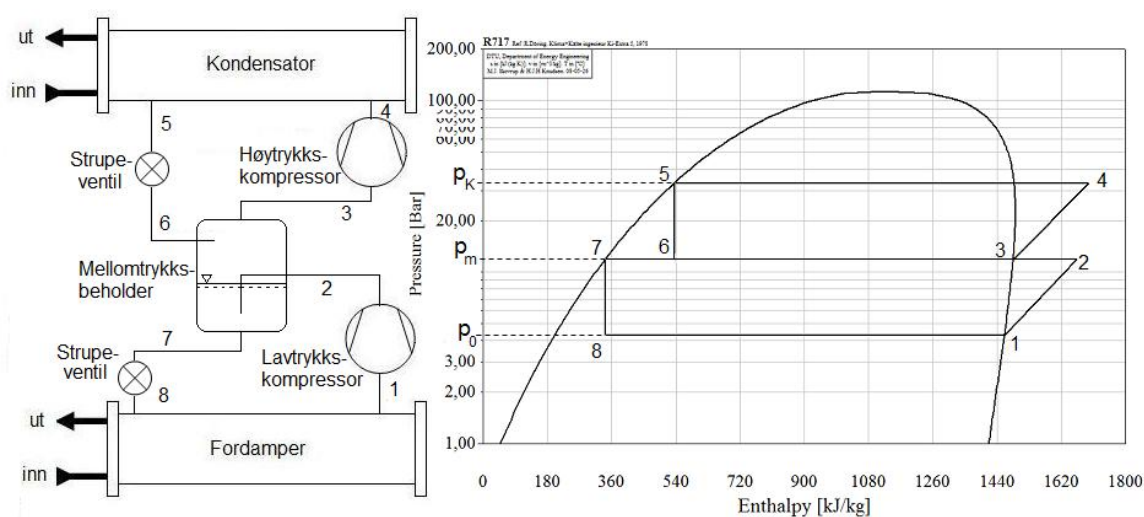
Bruk av ammoniakkanlegg stiller noen spesielle krav i forhold til R134a angående utforming av anlegg og maskinrom. Ifølge Norsk kulde-og varmepumpenorm (2006) må ammoniakkanlegg utstyres med lekkasjedetektorer, og maskinrommet må utformes med egen nødventilasjon, oppsamlingsbasseng og nøddusj for å håndtere eventuelle lekkasjer.

5.1 Kort om totrinnsanlegg

Et totrinns varmepumpe-/kjøleanlegg består av en lavtrykkskompressor og en høytrykkskompressor slik at kompresjonen i anlegget blir utført over 2 trinn og 3 trykknivå; fordampetrykket, mellomtrykket og kondensatortrykket. Totrinnsanlegget er tenkt utformet med åpen mellomtrykksbeholder for full mellomkjøling av trykk-gassen fra lavtrykkskompressoren.

Figur 5.1 viser en skisse av et totrinns varmepumpeanlegg med tilhørende prosess inntegnet i log p-h-diagram. Lavtrykkskompressoren suger av fordampert arbeidsmedium og blåser trykk-gassen ut i den åpne mellomtrykksbeholderen der den kjøles ned til mellomtrykkstemperatur. Deretter suges gassen fra mellomtrykksbeholderen av til høytrykkskompressoren som trykker gassen sammen til kondensatoren. Etter kondensatoren strupes arbeidsmediet ned til mellomtrykksnivå i mellomtrykksbeholderen. På lavtrykksiden strupes arbeidsmedium fra mellomtrykksbeholderen ned til fordampetrykket og fordampere for nytt varmeopptak. Kompressorenes totale energiforbruk blir minst når mellomtrykket (p_m) velges lik det geometriske middel av fordampetrykket (p_0) og kondenseringstrykket (p_K).

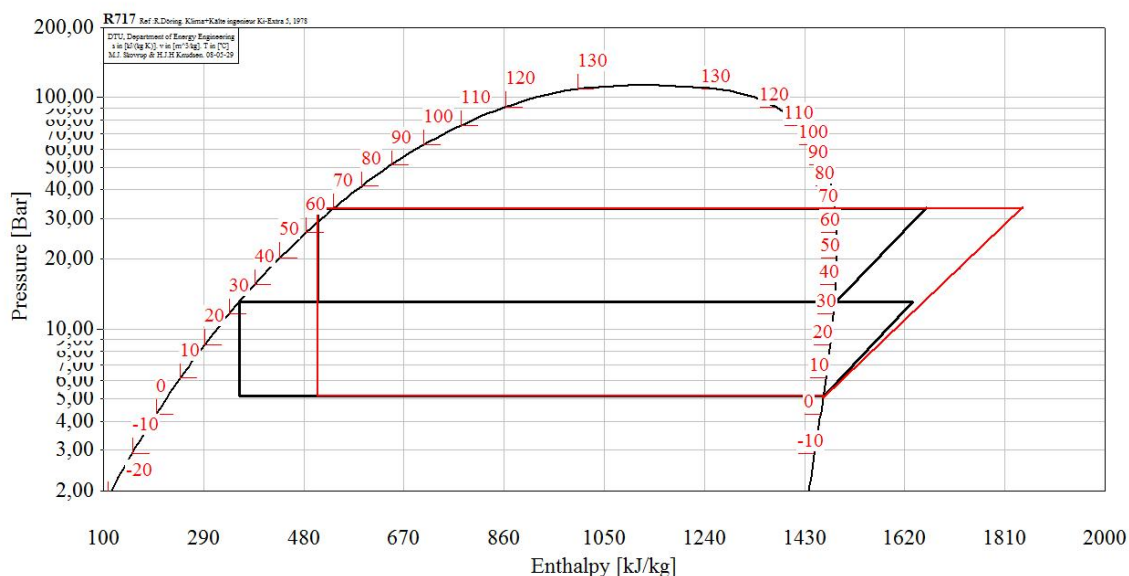
$$p_m = \sqrt{p_0 \cdot p_K} \quad (5.1)$$



Figur 5.1: Prinsipiell skisse av et totrinns varmepumpeanlegg.

Fordelene med å velge en totrinns-løsning kontra ettrinns-løsning er reduserte kompressortap på grunn av mindre trykkforhold per kompressortrinn og lavere energiforbruk for

kompressorene totalt sett på grunn av mellomkjøling. Dessuten medfører totrinnsanlegg lavere trykkgasstemperatur, noe som er et vesentlig poeng for ammoniakkanlegg, slik at sikkerheten mot kompressorhavari blir større (Stene 2001b).



Figur 5.2: Ett- og totrinns varmepumpeprosess for ammoniakk inntegnet i log p-h-diagram. Fordampningstemperaturen er 5 °C og kondenseringstemperaturen er 70 °C for begge prosessene.

En annen viktig faktor er forskjellen i investeringskostnad for ettrinns- kontra totrinnsanlegg. Generelt kan totrinnsanlegg sies å ha 80 - 100 % større investeringskostnad samt litt høyere vedlikeholdskostnader. Valgt løsning må derfor finnes gjennom en teknisk-økonomisk optimalisering av gevinst ved termodynamiske fordeler mot økte økonomiske kostnader.

5.2 Resultater

For å kunne sammenlikne det tenkte ammoniakkanlegget med det eksisterende R134a-anlegget må ytelser for anlegget bestemmes. Dette er gjort ved hjelp Refrigeration utilities i CoolPack. Ytelser er beregnet for den samme fordampningstemperaturen (5 °C) som for R134a-anlegget (Trane RTWB 212) og for kondenseringstemperaturer på 40 °C, 50 °C, 60 °C, 70 °C. For hver enkelt kondenseringstemperatur er den samme varmelytelsen som ble funnet for den samme kondenseringstemperaturen for R134a-anlegget benyttet slik at ammoniakkanlegget leverer den samme varmemengden.

5.2.1 Antakelser

Under følger en presentasjon av antakelsene som ligger til grunn for beregningen av det tenkte totrinnsanlegget i CoolPack.

Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad

Det antas at isentropisk virkningsgrad er 70 % for stempelkompressorene ved de aktuelle kondenseringstemperaturene.

Det antas at volumetrisk virkningsgrad kan holdes konstant på 80 % i alle tilfeller.

Dellastkarakteristikk

Det antas at stempelkompressorene i det tenkte alternative ammoniakkanlegget har lik dellastkarakteristikk som stempelkompressoren SMC 106 SR i henhold til Oestreich (2006).

Optimalt mellomtrykk

Det antas at det oppnås optimalt mellomtrykk ved alle kondenseringstemperaturer.

Overhetning og underkjøling

Overhetningen blir satt til null på grunn av at overhetning medfører økt trykkgasstemperatur som er uheldig ved bruk av ammoniakk som arbeidsmedium. Underkjølingen er satt til 5.5 K, som er den samme verdien brukt i beregningene for kjølemaskinen Trane RTWB 212.

Trykktap

Trykktapet er satt 0.25 K for sugeledning og trykkrør både på lavtrykk- og høytrykksida.

Fordamper og kondensatorstype

Det er ikke tatt hensyn til at varmeovergangen er forskjellig for ulike typer fordampere og kondensatorer, samt at varmeovergangen vil variere ved forskjellige lastsituasjoner.

Varmetapsfaktor

Varmetapsfaktoren for kompressorene antas å være på 10 %, som er den samme verdien valgt for beregningen av Trane RTWB 212.

5.2.2 Beregnede ytelser

De parametrene som ble holdt konstant ved beregning av ytelser for forskjellige kondenseringstemperaturer er vist i Tabell 5.1. Resultatene for beregningene er presentert i Tabell 5.2.

Tabell 5.1: Faste innparametere for CoolPack brukt i beregninger av tottrinnsanlegget ved forskjellige kondenseringstemperaturer.

Parameternavn	Verdi
Fordampningstemperatur	5 [°C]
Overhetning	0 [K]
Underkjøling	5.5 [K]
Trykktap sugeledning og trykkrør	0.25 [K]
Arbeidsmedium	R717
Varmetapsfaktor	10 [%]
Isentropisk virkningsgrad	0.70 [-]
Volumetrisk virkningsgrad	0.80 [-]

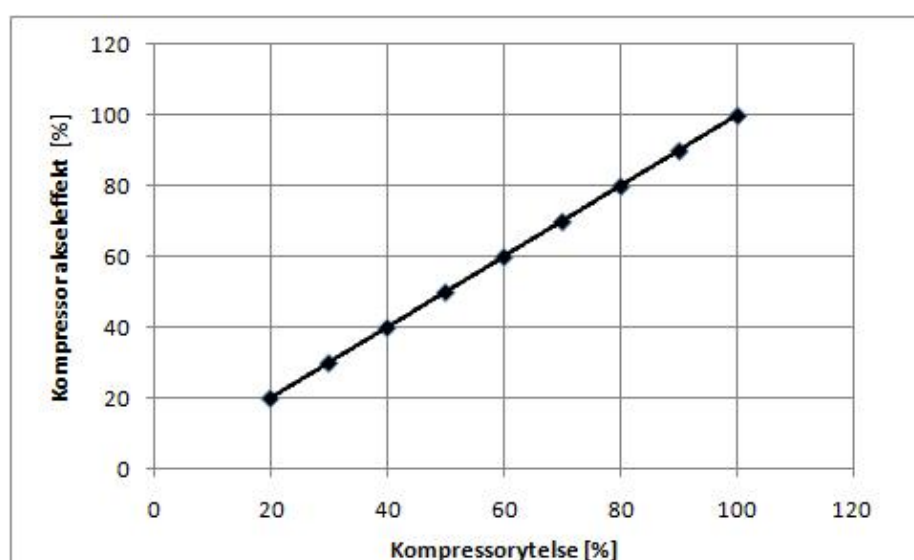
5.2.3 Ytelser ved dellast

For å kunne sammenlikne dellastegenskapene til de tidligere omtalte skruekompressorene med de valgte stempelkompressorene til det alternative ammoniakkanlegget er det utført beregninger i CoolPack som viser hvordan ytelsen påvirkes ved en nedregulering av kapasiteten fra 100 % til 50 %. Den benyttede dellastkarakteristikken er vist i Figur 5.3 og er dellastkarakteristikken for stempelkompressoren SMC 106 SR. Karakteristikken gjelder

Tabell 5.2: Beregningsresultater fra CoolPack i form av kuldeytelse, kompressoreffekt, varmeytelse og COP for kjøle- og varmedrift.

T_c	\dot{Q}_C	\dot{Q}_E	\dot{W}_{tot}	$COP_{kj.}$	COP_v	\dot{V}_{LT}	\dot{V}_{HT}
[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[m ³ /h]	[m ³ /h]
40°C	443.5	375.9	75.1	5.0	5.9	284.0	189.0
50°C	422.6	342.0	89.5	3.8	4.7	263.0	160.7
60°C	405.5	313.6	102.1	3.1	4.0	245.3	138.9
70°C	386.7	285.2	112.7	2.5	3.4	226.0	120.4

for et tilfelle med fordampnings- og kondenseringstemperatur på 4 °C og 40 °C, slik at det antas at denne med relativ god tilnærming kan brukes for det beregnede tilfelle med fordampningstemperatur på 5 °C og kondenseringstemperatur på 40 °C.



Figur 5.3: Figuren viser delastkarakteristikk for de antatte stempelkompressorene som er brukt i beregningene i henhold til Oestreich (2006). Karakteristikken gjelder for en fordampnings- og kondenseringstemperatur på 4 °C og 40 °C.

Tabell 5.3 viser de innsatte parameterene som ble holdt konstante i beregningene av ytelse ved en delastssituasjon i CoolPack. Tabell 5.4 viser beregnet nødvendig akseffekt for kompressorene ved de ulike kapasitetene. Denne beregningen er utført med utgangspunkt i Figur 5.3 ved å lese av kompressor akseffekt ved kjent kompressorytelse.

De oppnådde resultatene ved en kapasitetsregulering fra 100 % til 50 % for det alternative ammoniakkanlegget vises i Tabell 5.5 på neste side.

Tabell 5.3: Faste innparametere for CoolPack brukt i beregninger av tottrinnsanlegget ved forskjellige kapasiteter.

Parameternavn	Verdi
Fordampningstemperatur	5 [°C]
Overhetning	0 [K]
Underkjøling	5.5 [K]
Trykktap sugeledning	0.25 [K]
Trykktap trykkrør	0.25 [K]
Arbeidsmedium	R717
Varmetapsfaktor	10 [%]
Isentropisk virkningsgrad	0.70 [-]
Volumetrisk virkningsgrad	0.80 [-]

Tabell 5.4: Beregnet nødvendig akseffekt for stempelkompressoren ved ulike kompressorytelser.

Kompressor- ytelse [%]	Kompressor akseffekt [%]	Innsugd volum, \dot{V}_{LT} [m ³ /h]	Innsugd volum, \dot{V}_{HT}	Kompressor akseffekt, \dot{W}_{tot} [kW]
100	100	284.0	189.0	87.0
90	90	255.6	170.1	78.3
80	80	227.2	151.2	69.6
70	70	198.8	132.3	60.9
60	60	170.4	113.4	52.2
50	50	142.0	94.5	43.5

Tabell 5.5: Beregningsresultater fra CoolPack i form av kuldeytelse, kompressoreffekt, varmeytelse og COP for kjøle- og varmedrift.

Ytelse [%]	\dot{Q}_E	\dot{W}	\dot{Q}_C	COP_{kjol}	COP_{varme}
[%]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]
100	375.9	75.1	443.5	5.0	5.9
90	338.2	67.6	399.0	5.0	5.9
80	300.6	60.1	354.7	5.0	5.9
70	263.1	52.6	310.4	5.0	5.9
60	225.5	45.1	260.1	5.0	5.9
50	187.9	37.6	221.7	5.0	5.9

5.3 Sammenlikning

For å finne den mest lønnsomme alternative varmepumpeløsningen er de oppnådde resultatene for det eksisterende R134a-anlegget sammenliknet med det tenkte ammoniakkanlegget. Først sammenliknes de oppnådde ytelsene ved like kondenseringstemperaturer og kondensatorytelser for så å gjøre en økonomisk vurdering ved hjelp av årskostnadsmetoden.

5.3.1 Ytelser

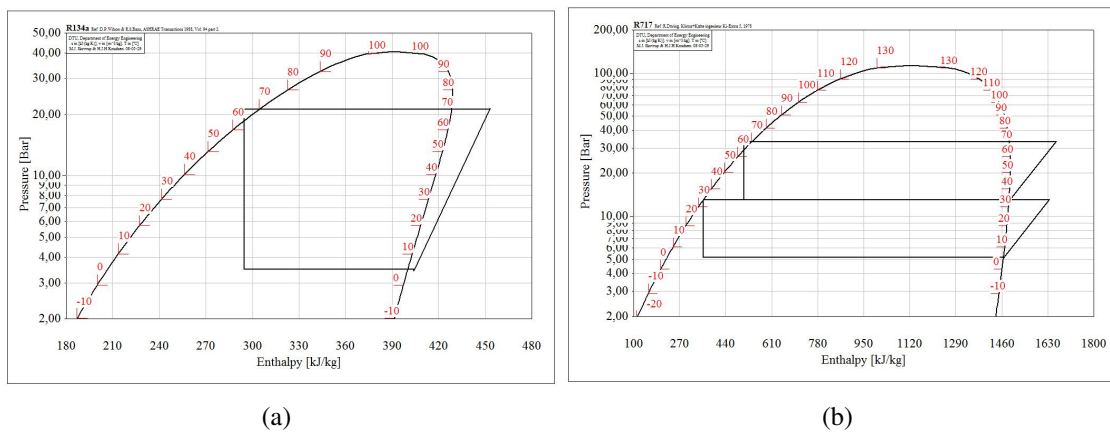
Tabell 5.6 viser de beregnede ytelser for både R134a-anlegget og ammoniakkanlegget for kondenseringstemperaturer på 40 °C, 50 °C, 60 °C og 70 °C. Sammenlikningen viser at kompressorens effektforbruk i gjennomsnitt er omtrent 17 % lavere ved totrinnsløsningen. Videre har kuldefaktoren og varmfaktoren gjennomsnittlig økt omtrentlig med henholdsvis 21 % og 16 %. Dette tilsvarer at kulde- og varmfaktoren ved de gitte kondenseringstemperaturene er 0.7 høyere i gjennomsnitt for ammoniakkanlegget.

Tabell 5.6: Sammenlikning av ytelser for det eksisterende ettrinns R134a-anlegget og det tenkte totrinns ammoniakkanlegg, som viser prosentvis forskjell mellom alternativene for samme kondenseringstemperatur.

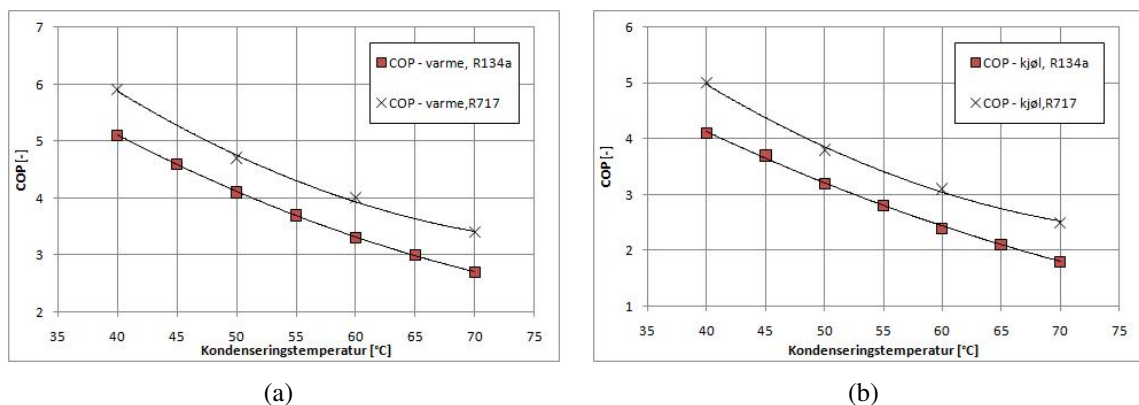
	T_c	\dot{Q}_C	\dot{Q}_E	\dot{W}_{tot}	$COP_{kj.}$	COP_v
Alternativ	[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]
R134a	40°C	443.5	362.0	87.0	4.1	5.1
R717	40°C	443.5	375.9	75.1	5.0	5.9
Δ [%]	-	-	3.7	-15.8	18.0	13.6
R134a	50°C	422.6	327.5	102.0	3.2	4.1
R717	50°C	422.6	342.0	89.5	3.8	4.7
Δ [%]	-	-	4.2	-14.0	15.8	12.8
R134a	60°C	405.5	291.8	122.7	2.4	3.3
R717	60°C	405.5	313.6	102.1	3.1	4.0
Δ [%]	-	-	6.9	-16.8	22.6	17.5
R134a	70°C	386.7	254.4	143.2	1.8	2.7
R717	70°C	386.7	285.2	112.7	2.5	3.4
Δ [%]	-	-	10.8	-21.3	28.0	20.6

Figur 5.4 viser de to forskjellige prosessene i log ph-diagram for fordampningstemperatur på 5 °C og kondenseringstemperatur på 70 °C. Av figuren framkommer tydelig de forskjellige egenskapene både mellom ett- og totrinnsanlegg og arbeidsmedium. Ved bruk av totrinnsanlegg ser en på figuren at strupningstapet er betydelig redusert samtidig som trykkforholdet kompressorene jobber mot blir mindre. Forskjellen mellom R134a og R717 som arbeidsmedium framkommer også i figuren. Spesifikk fordampnings- og kondensatorvarme er vesentlig større for R717 enn for R134a.

I Figur 5.5 er effektfaktorene for kjøle- og varmedrift (kuldefaktor og varmefaktor) plottet som funksjon av kondenseringstemperaturene. Ved de beregnede kondenseringstemperaturene ligger ammoniakkanlegget høyere både i kulde- og varmefaktor.



Figur 5.4: Prosessen inntegnet i log ph-diagram for R134a-anlegget (a) og R717-anlegget (b). Fordampnings- og kondenseringstemperaturen er 5 °C og 70 °C i begge tilfeller.



Figur 5.5: Sammenlikning av COP som funksjon av kondenseringstemperatur for R134a-anlegget og ammoniakkanlegget for varmedrift (a) og kjøle-drift (b).

5.3.2 Ytelser ved dellast

Ved å studere resultatene ved kapasitetsregulering presentert i Tabell 4.8 og 5.5 på side 77 kan beregningsresultatene sammenliknes. Effektfaktorene ved kapasitetsregulering av stempelkompressorene ble beregnet til de samme ved alle kapasitetene, mens for skruekompressorene sank effektfaktoren med 0.8. Dette kommer som et direkte følge av at stempelkompressoren i dette tilfelle har en ideell dellastkarakteristikk.

5.3.3 Økonomi

På grunn av at et totrinns ammoniakkanlegg generelt sett har en investeringskostnad (I_0 som er 80 - 100 % høyere enn for et konvensjonelt ettrinns R134a-anlegg og samtidig har høyere vedlikeholdskostnader må det gjøres lønnsomhetsvurderinger for å kunne finne ut hvilket anlegg som gir best inntjening. Dette kan gjøres ved hjelp av årskostnadsmetoden. Ved årskostnadsmetoden sammenliknes de ulike alternativer ved at alle forventede inn- og utbetalinger omregnes til like store beløp (annuiteter). Årskostnaden er da gitt til:

$$K = I_0 \cdot a + V + D \quad (5.2)$$

der $a = \frac{r}{1-(1+r)^{-N}}$ = annuitetsfaktoren, r = kalkulasjonsrente og N = levetid.

Dersom vedlikeholds- og driftskostnader (V pluss D) er konstante, kan differansen mellom netto årlig besparelse, B , og årskostnaden, K , brukes som optimaliseringskriterium.

Fra avsnitt 5.3.1 på side 78 ble det funnet at effektfaktoren til ammoniakkanlegget i gjennomsnitt ligger 0.65 høyere enn R134a-anlegget ved de samme kondenseringstemperaturene. Det er derfor gjennomført et beregningseksempel for de to anleggene med antatt varmelveranse på 5 000 000 kWh for begge. Det antas at R134a-anlegget oppnår en årsvarmefaktor på 3 og at ammoniakkanlegget greier 3.6 med bakgrunn i høyere gjennomsnittlig effektfaktor. Investerings- og vedlikeholdskostnadene er hentet fra Eggen (2007). Kalkulasjonsrenta er satt til 7 %, teknisk levetid til 15 år og elektrisitetsprisen til 0.85 kr/kWh. Tabellen under viser de beregnede årskostnadene.

Av tabellen framgår det at ammoniakkanlegget har en årskostnad som er 119 000 kr lavere enn R134a-anlegget. Det vil altså si at for dette tilfellet er ammoniakkanlegget den mest lønnsomme investeringen. I eksempelet over har ammoniakkanlegget en investerings- og

Tabell 5.7: Sammenlikning av årskostnader for et ettrinns R134a-anlegg mot et totrinns R717-anlegg.

Anleggstype	R134a (ettrinns)	R717 (totrinns)	Benevning
Varmeproduksjon	5 000	5 000	[MWh]
Årsvarmefaktor	3	3.6	[-]
Kraftforbruk	1 667	1 389	[MWh]
Energisparing	3 333	3 611	[MWh]
Investeringskostnad	850	1 750	[Kkr]
Årlig kapitalkostnad	93 325	192 141	[kr/år]
Årlig vedlikeholdskostnad	17 000	35 000	[kr/år]
Energi til kompressor	1 417	1 181	[Kkr/år]
Årskostnad	1 527	1 408	[Kkr/år]

vedlikeholdskostnad som er over 100 % større enn for R134a-anlegget. Energikostnadene, kjøpt elektrisitet til kompressorene, utgjør den klart største delen av de årlige kostnadene. Høyere årsvarmefaktor medfører lavere kraftforbruk i kompressorene og følgende lavere energikostnad.

Prisen på elektrisitet virker inn på årskostnadene. Jo høyere elektrisitetsprisen blir jo mer lønnsomt blir det å velge totrinnsløsningen med ammoniakk som direkte følge av at kraftforbruket ved den løsningen er lavere. Det er derfor viktig å si noe om følsomheten i kostnadsvurderingen med tanke på elektrisitetsprisen. Grensen for hvilken investering som er lønnsom kan finnes som den elektrisitetsprisen som gir like årskostnader for de to alternativene. I dette tilfellet ble den funnet til 0.42 kr/kWh. Ammoniakkanlegget vil altså være mest lønnsomt i tilfeller hvor elektrisitetsprisen er høyere enn 0.42 kr/kWh.

5.4 Oppsummering

I beregningene ble det funnet at et totrinns ammoniakkanlegg kan forventes å ha effektfaktorer som ligger henholdsvis 20 % og 14 % høyere enn beregnede verdier for det eksisterende R134a-anlegget. Effektfaktoren ved dellast vil også være bedre enn for R134a-anlegget som følge av at stempelkompressoren er bedre tilpasset kapasitetsregulering.

Gjennom et eksemplifisert scenario med en årlig varmeleveranse på 5 000 MWh årlig ble det ved hjelp av årskostnadsmetoden beregnet at ammoniakkanlegget kan oppnå en

lavere årskostnad på opptil 119 000 kr/år. Årskostnaden for de to alternativene eller balanseringspunktet for lønnsomheten ble funnet for en elektrisitetspris på 0.42 kr/kWh.

6 Resultatenes gyldighet og betydning

6.1 Feilkilder

Det har ikke blitt foretatt målinger som grunnlag for beregningsresultatene, noe som gjør det vanskelig å beregne feilen i resultatene. Feilkildene i resultatene er i hovedsak knyttet til de forskjellige antakelsene som ligger til grunn for beregningene. Feil i antakelsene vil i denne sammenhengen utgjøre den systematiske feilen. En feil i antakelsene vil derfor medføre at alle beregninger og resultater som bygger på den aktuelle antakelsen også blir feil. Antakelsene som ligger til grunn for resultatene er nærmere diskutert for hver resultatdel utover i dette kapittelet.

Systematiske feil kan også forekomme som følge av at datamateriale brukt i beregningene kan være feil. Dette kan være feil i oppgitte leverandørdata og i funksjonsbeskrivelser av anlegget. CoolPack kan også ha innebygde feil. Det er utført kontrollberegninger av noen resultater ved hjelp av RnLib.

En annen potensiell feilkilde er avlesning av beregningsresultater fra de benyttede beregningsverktøyene. Avlesningsfeil medfører at selve resultatet blir feil presentert, selv om den brukte beregningsmetoden er riktig. Disse feilene utgjør i hovedsak de tilfeldige feilene i denne oppgaven.

6.2 Kritikk

På grunn av at det ikke har latt seg gjøre å utføre målinger av varme- og kjøleanlegget ved Universitetet i Stavanger, og at datagrunnlaget for kjølemaskinene har gjort det nødvendig å bruke en rekke antakelser og forenklinger for å gjennomføre beregningene. Dette gjør at avviket fra de beregnede resultatene og virkeligheten forventes å være relativt stort.

6.3 Analyse av energisentralen i bygg 105

6.3.1 Forventet ytelse av Trane RTWB 212

Antakelsene

Kjølemaskinene i energisentralen i bygg 105 i Kjølv Egeland's hus ved Universitetet i Stavanger er ikke utstyrt på en måte som gjør det mulig å foreta målinger for å finne ytelse og bestemme årsvirkningsgrader og årsfaktorer for energisentralen. Derfor er det gjennomført beregninger i CoolPack med en rekke antakelser og forenklinger for å ha et sammenlikningsgrunnlag og gjøre vurderinger av det eksisterende anlegget.

I CoolPack ble det gjort en forenkling ved at "Trane RTWB 212"-aggregatets 2 kuldemediekretser og 2 parallelle skruekompressorer ble sett på som en kuldemediekrets og en enkel skruekompressor. Ved å dele ytelsen på hvert enkelt aggregat på 2 kuldemediekretser og 2 skruekompressorer er tanken bak designet sannsynligvis å oppnå bedre dellastegenskaper for aggregatet slik at forenklingen gjort ved å se på en kuldemediekrets og kompressor vil ha mest å si for beregningene som viser kjølemaskinens ytelse ved dellast. Beregningene som viser ytelse ved forskjellige kondenseringstemperaturer er gjort ved beregninger ved maskimalt kompressorvolum.

Siden det ikke har latt seg gjøre å framskaffe noen opplysninger om skruekompressorene brukt i "Trane RTWB 212"-aggregatene er det benyttet dellastkarakteristikk fra en annen skruekompressor (SAB 128 HM). At denne karakteristikken er den samme som for skruekompressorene i de beskrevne kjølemaskinene er lite trolig. Dellastkarakteristikken benyttet gjelder for en annen produsent og for en litt annen ytelse. Her bør det nevnes at antakelsen om generaliseringen av dellastkarakteristikken er brukt for å vise virkningen av måten skruekompressoren kapasitetsreguleres på. I prinsippet har skruekompressorer, som er utstyrt med lik metode for kapasitetsregulering, lik dellastprofil med tanke på avtakende virkningsgrader ved dellastdrift.

Fra leverandørkataloger er ytelsene ved forskjellige temperaturkonfigurasjoner for "Trane RTWB 212"-aggregatet oppgitt. Ytelsene som ligger til grunn i disse beregningene er oppgitt ved inn- og utgående vanntemperaturer på fordampner og kondensatorsiden. Hvilke fordampnings- og kondenseringstemperaturer som gir disse ytelsene er ikke oppgitt. For å finne hvilke fordampnings- og kondenseringstemperaturer som gir de oppgitte ytelsene ble den oppgitte kuldeytelsen og kompressoreffekten satt inn i CoolPack. Ved å endre

på fordampnings- og kondenseringstemperaturen til den oppgitte effektfaktoren ble lik den CoolPack beregnet, ble fordampnings- og kondenseringstemperaturen og maksimalt kompressorvolum bestemt. Denne metoden ble valgt på grunn av manglende data for henholdsvis kondensatoren og fordamperen slik at deres UA-verdi ikke kunne bestemmes. Med UA-verdiene, og inn- og utgående vanntemperaturer samt fordamper- og kuldeytelse kunne fordampnings- og kondenseringstemperaturene blitt funnet mer eksakt. Så lenge fordamper- og kondensatorytelsen er kjent kunne fordamper- og kondenseringstemperaturen blitt bestemt ved å finne den logaritmiske midlere temperaturdifferansen som ga den oppgitte UA-verdien.

Antakelsen om hvordan den isentropiske virkningsgraden endrer seg som følge av trykkforholdene skruekompressoren jobber mot må kommenteres. For de 3 tilfellene hvor leverandørdata var tilgjengelig med kompressoreffekt, kulde- og varmeytelse ble de isentropiske virkningsgradene funnet i CoolPack sammen med antatt fordampnings- og kondenseringstemperatur. For de resterende tilfellene, altså kondenseringstemperaturer fra 55 °C til 70 °C, er det brukt antatte isentropiske virkningsgrader. Metoden er beskrevet i avsnittet om antakelser i resultatdelen. Denne antakelsen har vært nødvendig av samme grunn som nevnt tidligere med mangelfull data for de aktuelle kompressorene. Det er ved antakelsen forsøkt å oppnå en realistisk tilnærming til konvensjonelle karakteristikk som viser isentropisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold.

Den volumetriske virkningsgraden er satt til 0.85 for alle beregningene i CoolPack. CoolPack benytter den volumetriske virkningsgraden til å beregne faktisk kompressorvolum. I virkeligheten vil også den volumetriske virkningsgraden variere med varierende trykkforhold. Den volumetriske virkningsgraden er funnet ved hjelp av kurvene til skruekompressoren SAB 128 HM som viser volumetrisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold. Denne kurven vil sannsynligvis være forskjellig for den aktuelle skruekompressoren i Trane RTWB 212.

De resterende antakelsene gjort for å gjennomføre beregningene knytter seg til overhetning, underkjøling, trykktap, varmetapsfaktor og uutnyttet overhetning. Verdien for overhetning og underkjøling er satt med bakgrunn i informasjon om de aktuelle kjølemaskinene. De andre verdiene er parametere som ligger inne i CoolPack ved oppstart av "CYCLE ANALYSIS: ONE-STAGE CYCLE - DX EVAPORATOR". Hvor overførbare disse verdiene er til det eksisterende Trane-aggregatet er vanskelig å si, men det er realistisk at de aktuelle kjølemaskinene har trykk- og varmetap slik at det bør være med i beregningene. Verdien som er satt for varmetap fra skruekompressoren kan tenkes å være noe høyere som

følge av oljekjølingen aggregatet er utsyrt med.

Resultatene

Kapittelet om forventede ytelser av Trane RTWB 212 består i hovedsak av 3 deler, henholdsvis ytelser ved forskjellige kondenseringstemperaturer, ytelse ved dellast og til slutt hvordan en alternativ underkjølingsvarmeveklser kan forbedre ytelsen.

Først ble nødvendig kompressorvolum for aggregatet bestemt. Med en konstant volumetrisk virkningsgrad blir maksimalt innsugd volum i kompressoren også konstant. Den ble funnet til $507.28 \text{ m}^3/\text{h}$. Hvordan denne verdien ligger i forhold til virkeligheten er det vanskelig å si noe om. Men den bør ligge i nærheten av realistisk innsugd mengde for tilfellene hvor beregningsresultatene i Coolpack hovedsak bygger på oppgitte leverandørdata.

De isentropiske virkningsgradene brukt i beregningene varierer fra 0.630 til 0.659. For å si noe om disse verdiene er det lurt å sammenlikne med andre skruekompressorer hvor det finnes datamateriale som viser hvordan de isentropiske virkningsgradene varierer med trykkforholdet. Som sammenlikningsgrunnlag kan de isentropiske virkningsgradkurvene Oestreich (2006) utviklet for de tre skruekompressorene SAB 110 SR, SAB 128 HM og SAB 163 HM. Disse kompressorene er utstyrt med sleideregulering og har slagvolum på henholdsvis $284 \text{ m}^3/\text{h}$, $303 \text{ m}^3/\text{h}$ og $635 \text{ m}^3/\text{h}$. For SAB 110 SR varierer den isentropiske virkningsgraden fra maksimalt 0.7 ved et trykkforhold på 2 til 0.6 ved et trykkforhold på 9. Skruekompressoren SAB 128 HM når maksimum med omlag 0.75 ved et trykkforhold på 2.5, og synker til cirka 0.65 ved et trykkforhold på 9. SAB 163 HM har også høyest isentropisk virkningsgrad på et trykkforhold på cirka 2.5 og faller til en virkningsgrad på omtrent 0.68 ved 9 i trykkforhold. De benyttede isentropiske virkningsgradene i beregningene ligger altså litt lavere enn for de overnevnte skruekompressorene.

Når det gjelder de beregnede ytelsene ved den gitte fordampningstemperaturen og de forskjellige kondenseringstemperaturene så ble det funnet at kulde- og varmeytelsen i gjennomsnitt ble redusert med 0.86 % og 0.45% for hver K økning i kondenseringstemperaturen. Kjøle- og varmfaktoren sank tilsvarende med 2.6 % og 2.0 %. Dette er helt naturlig for en varmepumpende prosess. Årsaken er kort forklart i resultatdelen med økte prosessstap med økende kondenseringstemperaturer. Jo høyere kondenseringstemperatur jo høyere strupningstap og følgelig lavere spesifikk fordamper- og kondensatorytelse. Effektfaktorene faller som følge av minkende fordamper- og kondensatorytelser, sammen med at kompressoren må jobbe mot et høyere temperaturløft slik at kompressorytelsen øker.

Hvordan skruekompressorens kapasitetsregulering har innvirkning på kjøleaggregatets ytelse er beskrevet i avsnitt 4.1.3 på side 42. Det er sett på ett tilfelle for det aktuelle aggregatet, fordampningstemperatur 5 °C og kondenseringstemperatur 40 °C. Det ble funnet at ved en kapasitetsregulering fra 100 % til 50 % ytelse for skruekompressoren sank kjøleeffekt faktoren fra 4.2 til 3.4 og varmeeffekt faktoren fra 5.1 til 4.3. Dette er en reduksjon i effekt faktorer på 19 % og 16 %. Dette viser svakheten til skruekompressoren brukt til kjøle- og oppvarmingsformål i bygninger hvor det må forventes at kjølemaskiner og varmepumper opererer en god del i delastdrift.

Til slutt i kapitlet om forventet ytelse av det eksisterende R134a-anlegget er det sett på implementering av en underkjølingsvarmeveksler som et mulig tiltak for å kunne forbedre ytelsene. Dette ble gjort i CoolPack ved å øke underkjølingen med 10 K og ellers med de samme betingelsene brukt for beregning av ytelse ved ulike kondenseringstemperaturer. Beregningene med en antatt underkjølingsvarmeveksler medfører at effekt faktorene for kjøling og varme i gjennomsnitt økte med 10.7 og 7.9 %. For det eksisterende anlegget ved Universitetet i Stavanger er ikke implementering av underkjølingsvarmeveksler noe aktuelt forbedringstiltak da de nevnte standard kjøleaggregatene allerede er installert. Bruk av underkjølingsvarmeveksler krever dessuten at returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet er lav nok til å få effekten av underkjølingen.

6.3.2 Plassering av roterende varmegjenvinner

Antakelsene

I beregningene for de 2 alternative plasseringene av den roterende varmegjenvinneren i ventilasjonsaggregatet med luftmengde 20 000 m³/h er det brukt en fiktiv varmepumpe. Dette valget ble gjort fordi det bare er regnet på ett enkelt aggregat. Valget av denne varmepumpens ytelse er ikke avgjørende for beregningsresultatene i den forstand at den samme varmepumpen med de samme egenskapene brukes i beregningene for begge alternativene. Hovedfokus har heller ikke vært å lage en så langt som mulig realistisk varmepumpe, men å få med virkningen ved å bruke den samme varmepumpen for de 2 alternative plasseringene av varmegjenvinneren i ventilasjonsanlegget. Den tenkte eller antatte varmepumpens valgte egenskaper diskuteres derfor ikke nærmere.

Det er valgt å sette en årsvirkningsgrad for den roterende varmegjenvinneren lik 80 %. Ulike leverandører hevder å levere roterende varmegjenvinnere som oppnår denne

virkningsgraden. Effekten som kreves for å drive den roterende varmegjenvinneren er satt til 200 W med bakgrunn i opplysninger fra leverandør. Det bør nevnes at virkningsgraden til den roterende varmegjenvinneren muligens er for høy i forhold til det den virkelig leverer, slik at verdien i beregningen burde vært satt til 70 % som er det nye forskriftskravet etter TEK (2007).

Frostproblematikken er neglisjert i beregningene. I virkeligheten vil frostproblematikk medføre at gjenvinningsbatteriene må avrimes med jevne mellomrom i de kaldeste periodene for alternativet hvor varmegjenvinneren står plassert foran gjenvinningsbatteriet i avtrekkskanalen. Dette medfører at årsvarmefaktoren for varmepumpen i dette tilfellet kan forventes å bli lavere som følge av avriming.

Resultatene

Den valgte systemløsningen for plassering av varmegjenvinnere i ventilasjonsanlegget i energisentralen er av betydning for energisentralens totaløkonomi. For samtlige ventilasjonsaggregater i energisentralen i bygg 105 hentes varmen ut fra avtrekksluften ved hjelp av gjenvinningsbatteri som fører varmen til kjølemaskinene før den varmegjenvinner med roterende eller væskekoblet varmegjenvinner. Beregningsresultatene for de 2 alternativene viste at det er mest lønnsomt å først varmegjenvinne med roterende varmegjenvinner før den resterende varmen hentes ut via varmepumpe (alternativ 2). Dette skyldes at varmen som må gjenvinnens av varmepumpen minker betraktelig, slik at andelen av varmepumpens ytelse som ikke går med til varmegjenvinning av ventilasjonsluften øker. Denne varmen kan da brukes til å dekke andre formål.

I beregningene antas det at varmebehovet som ikke dekkes av varmepumpen, dekkes helelektrisk. Dette kunne i prinsippet vært gass, olje eller biopellets. Elektrisitet er valgt på grunn av den eksisterende elektrokjelen i energisentralen i bygg 105. Angående elektrisitetsprisen som er satt til 0.85 kr/kWh i beregningene over hele året så ligger denne høyere enn hva som er reelt. For beregningsresultatene vil en reduksjon i elektrisitetsprisen alltid medføre at alternativ 2 er mer lønnsom enn alternativ. Lavere pris på elektrisitet medfører allikevel at lønnsomheten eller besparelsen blir mindre.

I resultatene er det gjort følsomhetsbetraktninger ved å redusere årsvarmefaktoren for varmepumpen i alternativ 2 og ved å redusere virkningsgraden på den roterende varmegjenvinneren. Det ble funnet at varmepumpen i alternativ 2 måtte gå med en årsvarmefaktor på omlag 1.65 mot en årsvarmefaktor på 4.7 for alternativ 1 for å oppnå

like årlige besparelser. At de 2 alternativene vil medføre så stor forskjell i årsvarmefaktorer er lite trolig, men betraktningen forteller at varmpumpen i alternativ 2 med dårlig effektivitet likevel kan gjøre at det er mest lønnsomt først å varmegjenvinne med roterende varmegjenvinner før varmpumpen henter ut sin del. Den andre følsomhetsvurderingen ble gjort ved å redusere årsvirkningsgraden for den roterende varmegjenvinneren. Lik årlig besparelse for alternativene ble funnet ved en årsvirkningsgrad på 43 %. Forskriftskravet etter TEK (2007) er en årsmidlere temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner i ventilasjonsanlegg på 70 %. Det er derfor naturlig å forvente at årsvirkningsgraden for den roterende varmegjenvinneren ikke blir så lav som 43 %.

For kort å oppsummere vil det ifølge beregningene gi best lønnsomhet å plassere den roterende varmegjenvinneren foran gjenvinningsbatteriet på avtrekkssida selv om dette medfører redusert årsvarmefaktor for varmpumpen alene. Den spesifikke varmeprisen til den roterende varmegjenvinneren vil alltid være mindre enn varmpumpens. Det skal alltid leveres så mye varme som mulig fra det billigste alternativet før et dyrere alternativ kobles inn.

Hvor aktuelt dette er som forbedringstiltak for anlegget ved Universitetet i Stavanger må avgjøres av en nærmere beregning av faktisk inntjening av tiltaket, veid opp mot kostnadene av å bytte plasseringen og hvilke praktiske konsekvenser dette medfører. Det må herunder nevnes at det i beregningene kun er sett på ett aggregat med behandlet luftmengde 20 000 m³/h. Den totale luftmengden som behandles av ventilasjonsaggregater i energisentralen er på 177 000 m³/h. Trolig er plasseringen lik for de andre ventilasjonsaggregatene plassert i de ulike byggene, (samme plassering er brukt i bygg 800). Dette kan tilsammen utgjøre en betydelig årlig besparelse med tanke på energikostnadene ved Universitetet i Stavanger.

6.3.3 Innkobling av elktrokjel

Gjennom å studere og analysere energisentralen i bygg 105 ved hjelp av brukergrensesnittet for SD-anlegget og ved å studere anleggets prinsippskisser, framkom det at elktrokjelen er koblet i parallell med de 3 kjølemaskinene. I avsnitt 2.6.1 på side 24 forklares det hvilke konsekvenser dette har for varmpumpen blant annet ved hjelp av Figur 2.21.

I avsnitt 4.3 på side 64 i resultatdelen er beregningsgrunnlaget for Figur 2.21 vist. Dette beregningseksempellet er brukt til å vise hvordan parallellkoblingen innvirker på kjølemaskinenes ytelse. Hvor reelt det er at akkurat denne situasjonen oppstår i

varmeanlegget ved Universitetet i Stavanger kan diskuteres, men virkningen vil være den samme.

Seriekobling gir de beste driftsbetingelsene for kjølemaskinene, men det er ikke sett noe på hvilken gevinst det kan gi å endre fra parallellkobling til seriekobling av elektrokjelen i energisentralen. Det er ikke tatt høyde for hvilke praktiske og reguleringsstekniske konsekvenser en slik endring vil medføre. Innsatsen av endringen kan fort bli større enn gevinsten slik at det ikke er mulig å si noe om dette er et aktuelt forbedringstiltak.

6.3.4 Sammenkobling av kondensatorer

Til slutt i analysen av energisentralen i bygg 105 er det gjort en kort sammenlikning av henholdsvis å parallellkoble eller å seriekoble kjølemaskinens kondensatorer. Her betraktes et temperaturscenario i nærvarmenettet med tur- og returtemperatur på 50 °C og 35 °C. For dette scenarioet ga seriekobling en lavere midlere kondenseringstemperatur enn parallellkobling og dermed også høyere effektivitet i form av effektfaktor.

Det skal her understrekes at det ikke er undersøkt hva som ligger til grunn for den valgte løsningen i energisentralen, og hvilke konsekvenser det gir å endre sammenkoblingen av kondensatorene.

6.4 Alternativ varmepumpeløsning - R717

6.4.1 Antakelsene

De første antakelsene som nevnes i kapitlet om det alternative ammoniakkanlegget gjelder isentropiske og volumetriske virkningsgrader. De er satt henholdsvis til 70 % og 80 %. Antakelsen om den isentropiske virkningsgraden er gjort ved å sammenlikne med kompressorer som har kjente virkningsgradkurver. I dette tilfelle har tre alternative stempelkompressorere blitt brukt som utgangspunkt. Disse er CMO 36 R, SMC 106 SR og SMC 112 SR hentet fra masteroppgaven til Oestreich (2006) med slagvolum på henholdsvis 204.5 m³/h, 339.3 m³/h og 678.6 m³/h. De beregnede isentropiske virkningsgradkurvene for disse stempelkompressorene lå over 0.7 ved alle trykkforhold mellom 2 og 10 for de 2 største kompressorene. For den minste blir den isentropiske

virkningsgraden mindre enn 0.7 ved trykkforhold større enn 7. Så høye trykkforhold vil ikke stempelkompressorene i tottrinnsløsningen måtte jobbe mot, slik at antakelsen om å sette 0.7 som isentropisk virkningsgrad ut i fra kurvene nevnt over ikke er satt for høyt. Når det gjelder den volumetriske virkningsgraden for de samme stempelkompressorene, varierer de fra 0.9 ved et trykkforhold på 1.5 - 2 til 0.6 ved et trykkforhold på 9. En fordampnings- og kondenseringstemperatur på $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ vil gi trykkforhold på 4.2 for stempelkompressorene. For de 3 kurvene som viser volumetrisk virkningsgrad har stempelkompressorene en volumetrisk virkningsgrad på 0.8 ved et trykkforhold på cirka 4. I beregningene oppnås ikke så høye trykkforhold slik at antakelsen om en volumetrisk virkningsgrad på 0.8 heller ikke er satt for høyt.

Dellastkarakteristikken benyttet i beregningene er foretatt ved avlesning av Figur 5.3 på side 76 som viser kompressor akseffekt som funksjon av kompressorytelsen. Ved avlesning ble denne dellastkarakteristikken funnet lik den ideelle kurven for kapasitetsregulering. Det er lite trolig at stempelkompressorene faktisk kan oppnå en ideell karakteristikk. I faglitteraturen vises ofte dellastkarakteristikker for ulike kompressortyper hvor også stempelkompressoren avviker fra det ideelle, (jmfør Stene (2001b) side 3-20 kapittel 3).

Det er antatt at optimalt mellomtrykk oppnås ved alle beregnede situasjoner. Hvilke mellomtrykk som oppstår i virkeligheten er et regulerings teknisk spørsmål som ikke er studert i denne masteroppgaven.

I CoolPack er det ikke mulig å velge fordampertype ned på detaljnivå forskjellen mellom rørkjel- og platevarmeveksler. I realiteten har platevarmeveksler, tenkt brukt i det alternative ammoniakkanlegget, bedre varmeoverføringsegenskaper. Dette har derfor ikke blitt tatt hensyn til i beregningene.

De resterende antakelsene er satt med bakgrunn i parameterne som er innlagt i CoolPack ved oppstart av "CYCLE ANALYSIS: TWO STAGE CYCLE - FLOODED EVAPORATORS, OPEN INTERCOOLER, ONE-STAGE COMPRESSORS", med unntak av overhetning og underkjøling som er satt til 0 K og 5.5 K. Dette valget er gjort for at det ikke er ønskelig med overhetning ved bruk av ammoniakk på grunn av de uheldige konsekvensene den høye trykkgasstemperaturen bruken av ammoniakk medfører. Underkjølingen er satt til 5.5 K for å bruke den samme verdien som for R134a-anlegget.

6.4.2 Resultater og sammenlikning

Ved å sammenlikne beregningsresultatene for den eksisterende kjølemaskin-/varmepumpe-løsningen med den alternative varmepumpe-løsningen med ammoniakk bør det være mulig å si noe om hvor god den eksisterende løsningen er med tanke på komponentvalg, arbeidsmedium og totaløkonomi.

Av resultatene framgår det at ved de samme kondenseringstemperaturene og kondensator-ytelsene oppnår ammoniakkanlegget bedre effektfaktorer. Dette skyldes i hovedsak at en mer ideell prosessstilpasning oppnås ved å benytte to kompresjonssteg kontra konvensjonell ettrinns kompresjon. Dette er kommentert i avsnitt 5.3.1 på side 78. Ammoniakk har også bedre varmeoverføringsegenskaper enn R134a.

De eksisterende kjølemaskinene er utstyrt med fordamper og kondensator av typen rørkjelsvarmevekslere. I teoridel avsnitt 2.5.3 på side 20 tar for seg denne typen varmevekslere og gir en kort sammenlikning med platevarmevekslere. I den alternative varmepumpe-løsningen med R717 er det valgt å benytte platevarmevekslere som fordamper og kondensator. Forskjellen mellom rørkjel- og platevarmevekslere har det ikke vært mulig å få fram i beregningene. Det bør allikevel nevnes at platevarmevekslere generelt har bedre varmeoverføringsegenskaper og er mindre plasskrevende enn vekslere av rørkjelstypen. Fyllingsmengden av arbeidsmedium blir dessuten mindre ved bruk av platevarmevekslere noe som er fordelaktig både ved bruk av R134a og R717, med tanke på at R134a er en drivhusgass og at R717 er giftig. Fyllingsmengden for det eksisterende anlegget er tilsammen oppgitt å være 360 kg R134a. Prisen for R134a er per januar 2008 424 kr/kg slik at fyllingens verdi tilsvarer 152 640 kr. Ved en lekkasje kan det i tillegg til uheldige konsekvenser for miljøet, også utgjøre en økonomisk belastning.

En annen viktig faktor angående valg av kjølemaskin eller varmepumpe på komponent-nivå er kompressortype. I sammenlikningen av skruekompressorene og stempelkompressorene ble det funnet at stempelkompressoren var bedre egnet ved kapasitetsregulering. Kjølemaskiner eller varmepumper brukt i oppvarming- eller kjøleformål i bygninger må forventes å operere mye utenfor dimensjoneringspunktet og i forskjellige lastsituasjoner. I lys av resultatene og kjent teori kan det sies at turtallsregulert stempelkompressor er bedre egnet enn skruekompressor brukt i typen anlegg som ved Universitetet i Stavanger. I den omtalte energisentralen er de 3 kjøleaggregatene av typen Trane RTWB 212 koblet i parallell. Det er viktig å påpeke at de i beregningene ikke er sett på hvilken innvirkning flere aggregater i parallell har på totalsystemets delastkarakteristikk. Forskjellen i

dellastkarakteristikk for skuekompressor og stempelkompressor reduseres når det benyttes flere aggregater i parallell.

Den økonomiske sammenlikningen som er gjort mellom et ettrinns R134a-anlegg og totrinns ammoniakkanlegg bygger i stor grad på data presentert i et likt beregningseksempel i henhold til Eggen (2007). Dette gjelder investering- og vedlikeholdskostnader. Mangel på målinger og detaljert informasjon har også i dette beregningseksempel satt begrensninger når det gjelder overføringsverdien til anlegget i Stavanger i form av manglende energi- og effektbehov. Varmeproduksjonen er satt til 5 000 MWh og årsvarmefaktoren for R134a anlegget til 3.0. Av resultatene for totrinnsanlegget ble det funnet at effektfaktoren i gjennomsnitt lå 0.65 høyere for kondenseringstemperaturer mellom 40 °C og 70 °C og med en fordampningstemperatur på 5 °C. Årsvarmefaktoren er derfor satt til 3.6 i sammenlikningseksempel.

Den økonomiske lønnsomhetsvurderingen er utført etter årskostnadsmetoden som beskrives kort i avsnitt 5.3.3 på side 80. Det ble med en elektrisitetspris på 0.85 kr/kWh funnet at årskostnaden ble minst for totrinnsanlegget med en forskjell på 119 000 kr årlig. Like årskostnader ble funnet ved en elektrisitetspris på 0.42 kr/kWh, slik at totrinnsanlegget ved de gitte betingelsene vil være mest lønnsomt fra 0.42 kr/kWh og oppover. Det skal her nevnes at bruk av ammoniakk, som nevnt før i rapporten, stiller strengere krav til utforming av maskinrom og sikkerhetstiltak, og hvorvidt dette inngår i vedlikehold- og investeringskostnadene vites ikke.

Aktualiteten av å installere totrinns ammoniakkanlegg i kjøle- og varmeanlegget ved Universitetet i Stavanger er på nåværende tidspunkt begrenset. De omtalte kjølemaskinene ble installert i 2005, men ved endt levetid eller utvidelse av anlegget bør løsningen vurderes. I følge Stene (2008b) foretrekker Statsbygg å benytte ammoniakk (R717) som arbeidsmedium i sine varmepumper på grunn av tryggheten ovenfor miljøet og effektiviteten.

7 Hvordan kan kjøle- og varmepumpesystemet ved UiS forbedres

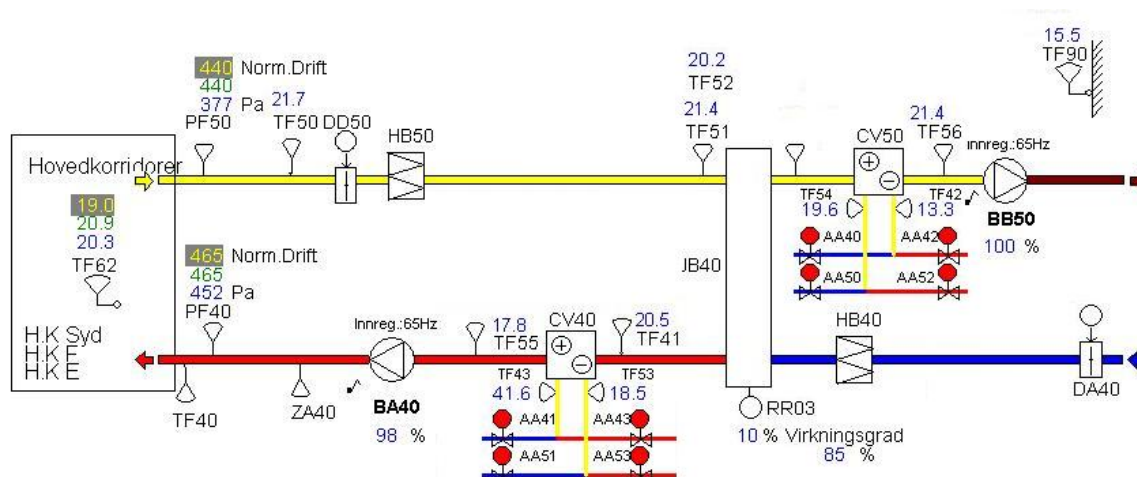
Et mål med denne masteroppgaven har vært å foreta en detaljert analyse av et varmepumpende system for oppvarming og kjøling av større bygninger med hensyn på dimensjonering, komponent- og systemvalg og drift for å si noe om hva dette har å si for anleggets energisparing, driftssikkerhet og lønnsomhet. Som et ledd i nå dette målet er en av masteroppgavens punkter å gi konkrete anbefalinger for forbedringer av det aktuelle anlegget med hensyn på komponentvalg, systemløsninger og driftsstrategier.

I dette kapittelet presenteres og diskuteres anbefalinger som kan forbedre anlegget ved Universitetet i Stavanger med bakgrunn i gjennomgangen og analysen av hele anlegget, relevant teori og de beregnede og oppnådde resultatene i denne rapporten. Selv om disse anbefalingene gjelder for varme- og kjøleanlegget ved Universitetet i Stavanger kan de også tolkes generelt med tanke på utforming av liknende varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større bygninger.

7.1 Plassering av roterende varmegjenvinner

Ved å plassere den roterende varmegjenvinneren foran gjenvinningsbatteriet, som tar ut varme til kjølemaskinene på avtrekksida (se Figur 7.1) i ventilasjonsaggregatet, kan energisentralen i bygg 105 redusere energikostnaden selv om det medfører dårligere betingelser og redusert effektfaktor for kjølemaskinen.

Siden det ikke er tatt høyde for hvilke praktiske og tekniske problemer, samt kostnadene dette medfører av å endre plasseringen er det vanskelig å anbefale dette som et



Figur 7.1: Skisse av et ventilasjonsaggregat som viser roterende varmegjenvinner plassert foran gjenvinningsbatteri i avtrekkskanalen.

konkret tiltak som bør forbedres. Det anbefales allikevel å gjøre en mer nøyaktig kostnadsvurdering av dette aktuelle tiltaket. Antallet ventilasjonsaggregater som tilsammen behandler store luftmengder med den eksisterende plasseringen av varmegjenvinneren er mange slik at tiltaket med å endre plasseringen kan utgjøre en betydelig kostnadsbesparelse. Ved eventuell implementering av nye ventilasjonsaggregater med avtrekksvarmepumpe anbefales det å plassere gjenvinningsbatteriet etter konvensjonell varmegjenvinner i avtrekkskanalen.

Ved bruk av konvensjonelle varmegjenvinnere og varmepumpe med avtrekksluft som varmekilde anbefales det alltid å varmegjenvinne med konvensjonelle varmegjenvinnere som roterende- og kryssvarmegjenvinnere før varmepumpen tar ut sin del.

7.2 Sammenkoblinger

Når det gjelder sammenkoblinger er betydningen av at elektrokjelen i energisentralen i bygg 105 står i parallell med kjølemaskinene og parallellkobling av kjølemaskinenes kondensatorer vurdert og diskutert. Å sette elektrokjelen i serie med kjølemaskinene og seriekoble kondensatorene kan kjølemaskinene få bedre driftsbetingelser og følgelig bedre effektivitet.

Også i dette tilfellet bør konsekvensene av å endre plasseringen utredes mer nøyaktig for å kunne avgjøre den økonomiske lønnsomheten av tiltaket. Men på generell basis skal

spisslastenheter brukt sammen med varmpumper alltid kobles i serie etter varmpumpens kondensator, og seriekobling av kondensatorer skal benyttes ved sammenkobling av flere aggregater da dette gir best årsvarmefaktor og følgelig best totaløkonomi.

7.3 Kjølemaskin

De eksisterende kjølemaskinene av type Trane RTWB 212 består av komponenter med et godt utviklet, kjent- og velprøvd design fra anerkjent leverandør med et arbeidsmedium som kan oppnå høyere utgående vanntemperatur enn de fleste andre arbeidsmedier. Kjølemaskinene ble installert i 2005 slik at utskifting av disse er lite aktuelt før endt levetid. Ved endt levetid anbefales det å se på muligheten av et tottrinns ammoniakkanlegg da dette kan forventes å gi bedre lønnsomhet. Alternative naturlige arbeidsmedier bør vurderes før det blir aktuelt med hydrofluorkarboner både på grunn av at hydrofluorkarbonene er drivhusgasser og stadig strengere krav til bruken av disse (jamfør “The European Union’s F-gas Regulation”).

Videre anbefales det å benytte fordampere og kondensatorer av typen platevarmevekslere hvis mulig, da disse oppnår tilnærmet fullkommen motstrøms varmeveksling og gir høy UA-verdi. Platevarmevekslere er mindre plasskrevende enn rørkjeler og gjør at anlegg kan bygges mer kompakte samtidig som fyllingsmengden kan reduseres.

Kompressoren i et kjøle- og varmpumpeaggregat for oppvarming og kjøling av større bygninger bør ha gode muligheter for kapasitetsregulering. Benyttes skruekompressorer skal denne være utstyrt med turtallsregulering og sleide for å variere fast innebygd volumforhold. Det anbefales utfra kravet om kapasitetsregulering å benytte turtallsregulerte stempelkompressorer. Det skal her understrekes at dette må vurderes ut fra bruksområdet og hvilke driftsbetingelser varmpumpen eller kjølemaskinen jobber under. Ved jevne stabile forhold kan skruekompressorer være aktuelle samt at forskjellen i dellastkarakteristikk mellom stempel og skruekompressor reduseres ved sammenkobling av parallelle aggregater.

7.4 Instrumentering

Manglende eller mangelfull instrumentering er en feil som går igjen i varmpumpesystemer som ikke oppnår forventede ytelser eller ønskelig drift. Dette gjelder også for

varmepumpesystemet ved Universitetet i Stavanger. Anlegget bør instrumenteres på en måte som gjør det mulig å beregne energisentralenes årsvarmefaktor og årsvirkningsgrader. Måleopplegget ved Universitetet i Stavanger bør utvides med varmemålere og energimålere for måling av levert varme og kjøling samt tilført elektrisk energi til kompressorer, og knytte dette til SD-anlegget for kontinuerlig overvåkning og registrering. Riktig og god nok instrumentering er den eneste måten å finne ut hvor godt anlegget leverer og om det leverer de ytelsene som forventes.

Det anbefales derfor å utvide måleopplegget og instrumentere anlegget slik at effektfaktorer for kjølemaskiner og varmepumper kan bestemmes, samt leverte energimengder fra spisslastenheter slik at anleggets eller energisentralenes årsvarmefaktorer og årsvirkningsgrader kan bestemmes. Utbedring av måleopplegget kan utgjøre en betydelig økonomisk gevinst i form av at anleggets ytelser da kan bestemmes og deretter optimalisere med bakgrunn i målinger og registrering. Samtidig vil feil eller uønskede driftsituasjoner oppdages raskere og gjøre det lettere for driftpersonell å drive anlegget på best mulig måte. Installasjon av varmepumper er en stor investering og bør derfor instrumenteres slik at driften kan dokumenteres.

Riktig instrumentering er selve forutsetningen for å kunne drive energioppfølging. Gjennom energioppfølging kan besparelsen i form av energikostnader i følge Enova (2004) erfaringsmessig være 3 - 5 %, av til større, og gi en ekstragevinst på 5 - 10 % som følge av driftspersonellens muligheter til driftsforbedringer. For en gjennomsnittlig universitets- og høgskolebygning beliggende i Stavanger med oppvarmet areal likt Kjølv Egeland Hus (44 000 m²) og en antatt energikostnad på 0.5 kr/kWh vil gi en reduksjon i tilført eller kjøpt energi på 10 % medføre en kostnadsbesparelse på 534 600 kr/år, (se avsnitt 2.3.1 på side 10 for beregning av spesifikk energibruk). Dette bør kunne forsvare en relativ høy investering av måleutstyr, sett i forhold til den potensielle besparelse utover i bygningens levetid.

8 Konklusjon

Med bakgrunn i studert faglitteratur og teori, de oppnådde beregningsresultatene, vurderingene gjort i analyse og gjennomgangen av varmepumpesystemet ved Universitetet i Stavanger konkluderes det med at anlegget ved ulike tiltak kan oppnå bedre energisparing, driftssikkerhet og økonomisk lønnsomhet.

I beregningen av forventede ytelser av “Trane RTWB 212”-aggregatet ble det i beregningene funnet at en underkjølingsvarmeveksler kan øke effektfaktoren for kjøling- og varme med 10.7 og 7.9 %. Implementering av underkjølingsvarmeveksler i det eksisterende anlegget ble ikke funnet å være aktuelt.

Ved bruk av avtrekksluft som varmekilde til varmepumper sammen med roterende varmegjenvinner bør den roterende varmegjenvinneren plasseres før gjenvinningsbatteriet som henter ut varmen til varmepumpens fordampner. Varmen fra avtrekksluften bør altså varmegjenvinnes med den roterende varmegjenvinneren før varmepumpen tar sin del. Dette gir best totaløkonomi. I beregningene ble det for oppvarming av en luftmengde på 20 000 m^3/h og ved Stavangerklima funnet at å endre den eksisterende plasseringen av gjenvinningsbatteri og roterende varmegjenvinner til den beskrevet over, kan gi en betydelig energi- og kostnadsbesparelse selv om det medfører dårligere effektfaktorer for kjølemaskinene.

Elektrokjelen i energisentralen i bygg 105 er koblet i parallell med de 3 kjølemaskinene. Parallellkobling av spisslastenheter og kjølemaskiner eller varmepumper bør unngås da det ved behov for spisslast medfører at effektfaktoren blir dårligere enn for spisslastenheter plassert i serie etter kjølemaskinens eller varmepumpens kondensatorer.

De 3 kjølemaskinenes kondensatorer er koblet i parallell. Gjennom et trivielt beregningseksempel er det vist at seriekobling er en bedre løsning, da dette gir lavere midlere kondenseringstemperatur enn for parallellkobling og følgelig bedre effektivitet. Det anbefales derfor å seriekoble kondensatorer ved sammenkoblinger av flere kjølemaskiner eller varmepumper

brukt i oppvarming og kjøling av større bygninger.

Ved sammenlikning av et alternativt totrinns ammoniakkanlegg med stempelkompressorer og platefordamper og -kondensator, og det eksisterende R134a anlegget viste det seg at totrinnsløsningen oppnår bedre ytelser og kan oppnå lavere årskostnader ned til en elektrisitetspris på 0.42 kr/kWh. Dette gir dermed en mer lønnsom investering. Det er anbefalt å vurdere totrinnsløsningen ved en eventuell utskifting av det eksisterende anlegget. Sammenlikningen viste også at den alternative turtallsregulerte stempelkompressoren oppnår bedre ytelser ved dellast enn skruekompressoren utstyrt med reguleringsleide, brukt i det eksisterende R134a-anlegget. For varmpumper eller kjølemaskiner brukt til oppvarming eller kjøling av større bygninger anbefales turtallsregulert stempelkompressor, og ved bruk av skruekompressor bør denne være turtallsregulert samt utstyrt med sleiregulering. Det er også antydnet at bruk av platefordamper og -kondensator kan gi bedre effektivitet enn de benyttede rørkjelsfordamperene og rørkjelskondensatorene.

Instrumentering ved Universitet ble funnet å være mangelfull. Utbedring og utviding av måleopplegget samt implementering av dette i anlegget for sentral driftskontroll slik at anleggets totale ytelse kan bestemmes, vil sannsynligvis gi reduserte driftsproblemer og betydelige kostnadsbesparelser som følge av muliggjøring av energioppfølging og optimalisering av anlegget.

9 Forslag til videre arbeid

I arbeidet med denne masteroppgaven er det avdekket en del problemstillinger som må analyseres eller bearbeides nærmere for å kunne gi helt konkrete anbefalinger vedrørende forbedringstiltak og optimalisering av varmepumpesystemet ved Universiteter i Stavanger.

1. Gjennom en konsekvensanalyse avdekke hvilke praktiske og tekniske virkninger og konsekvenser endring av plasseringen på gjenvinningsbatteriene og varmegjenvinnere i ventilasjonsanlegget medfører. I dette inngår en kostnadsvurdering av endringen sett i forhold til forventet inntjening.
2. Utarbeide et komplett måleoppsett for Universitetet i Stavanger slik at kjølemaskinens og varmepumpers ytelser og effektfaktorer kan måles og registreres og dermed beregne årsvarmefaktorer for anlegget.
3. Forutsatt et utvidet måleopplegg, framskaffe eller foreta målinger av varme- og kjølesystemet ved Universitetet i Stavanger slik at systemets ytelse kan bestemmes, vurderes og eventuelt optimaliseres.

Bibliografi

- Covent (2008), *Covent Produktblad Aggregattype: CK10*, Covent [Internett]. [Leverandør ventilasjonskomponenter]. Tilgjengelig fra: <http://www.covent.no/go.cfm?id=19823&type=text&lang=nob&path=0,19750,19751,19760,19823>. [Tilgang sjekket: 19.mai 2008].
- Doug, C. & J. Garnet (2000), *Learning from experiences with Commercial/Institutional Heat Pump Systems in Cold Climates*, Nederland: CADDET Energy Efficiency.
- Eggen, Geir (2007), *RE: Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av større bygninger.*, E-post fra Geir Eggen (geeg@cowi.no) til F.V. Karlsen (finnvoll@stud.ntnu.no) 2. november 2007.
- Eggen, Geir & H. Joahnsen (1989), *Driftserfaringer fra sjøvannsbasert varmepumpe ved Hadsel folkehøgskole*, SINTEF rapport nr. STF11 A89013, SINTEF Kuldeteknikk.
- Eggen, Geir & Jørn Stene (1993), *Driftserfaringer for kjølevannsbasert varmepumpe ved Norsk Industriarbeidermuseum, Vemork*, SINTEF rapport nr. STF11 A93087, SINTEF Kuldeteknikk.
- Eggen, Geir & Jørn Stene (1997), *Rasjonell og effektiv anvendelse av varmepumper*, SINTEF rapport nr. STF84 A97317, SINTEF Energi, Klima- og kuldeteknikk.
- Eggen, Geir & O. Jonassen (1988), *Driftserfaringer fra sjøvannsbasert varmepumpe ved Marintek, Sandefjord*, SINTEF rapport nr. STF11 A88013, SINTEF Kuldeteknikk.
- Enova (2004), *Energioppfølging i næringsbygg - en innføring. [ENOVA håndbok 2004:3]*, Enova.
- Enova (2007), *Bygningsnettverkets energistatistikk 2006*, Enova. Enovas bygningsnettverk. Rapport 2007 2.

- FOKUsering (2008), *FOKUsering.*, Forum for kuldebrukere [Internett]. [Tidsskrift i nettutgave nr. 1 2008]. Tilgjengelig fra: <http://www.foku.org>. [Tilgang sjekket: 26.april 2008].
- Grandum, S. (1993), *Driftserfaringer fra fjernvarmeanlegg med varmepumpe i Ålesund sentrum*, SINTEF rapport nr. STF11 A93061, SINTEF Kuldeteknikk.
- Grandum, S. & T. Tokle (1992), *Driftserfaringer fra fjernvarmeanlegg med varmepumpe i Ålesund*, SINTEF rapport nr. STF11 A92003, SINTEF Kuldeteknikk.
- Karlsen, Finn Volla (2007), *Analyse av varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling i større bygninger*, Prosjektoppgave, Institutt for energi- og prosesseteknikk, NTNU.
- Kjøle og fryseteknikk (2005), *RTWB. Vannkjølt isvannsmaskin*, Kjøle og fryseteknikk stavanger a/s. [Skriftlig instruks om installasjon, drift og vedlikehold].
- Norsk kulde-og varmepumpenorm (2006), *Kuldehåndbok 2007*, Norsk kjøleteknisk forening, Skarland Press AS.
- NS-3031 (2007), *Beregning av bygningers energiytelse. Metode og data*, Standard Norge. Norsk Standard NS 3031:2007. ICS 900.08.21;91.120.10.
- Oestreich, Stian Garman (2006), *Analyse av varmepumpesystem tilknyttet termisk energilager i fjell for oppvarming og kjøling av bygninger*, Masteroppgave, Institutt for energi- og prosesseteknikk, NTNU.
- Rasmussen, Rolv (2000), *Drift og vedlikehold av kulde- og varmepumpeanlegg*, Gyldendal Norsk Forlag AS, 1. utgave 1. opplag.
- Sandbakk, M. (1992), *Driftserfaringer fra varmepumpe til oppvarming og kjøling i Widerøes flyhangar i Bodø*, SINTEF rapport nr. STF11 A92002, SINTEF Kuldeteknikk.
- Sandbakk, M. (1993), *Driftserfaringer med HFK-152a-varmepumpe ved Vallersund gård*, SINTEF rapport nr. STF11 A93090, SINTEF Kuldeteknikk.
- Sandbakk, M. (1995), *Driftserfaringer med høytrykks NH₃-varmepumpe i fjernvarmeanlegg ved Bodø Hovedflystasjon*, SINTEF rapport nr. STF11 A95018, SINTEF Klima- og kuldeteknikk.

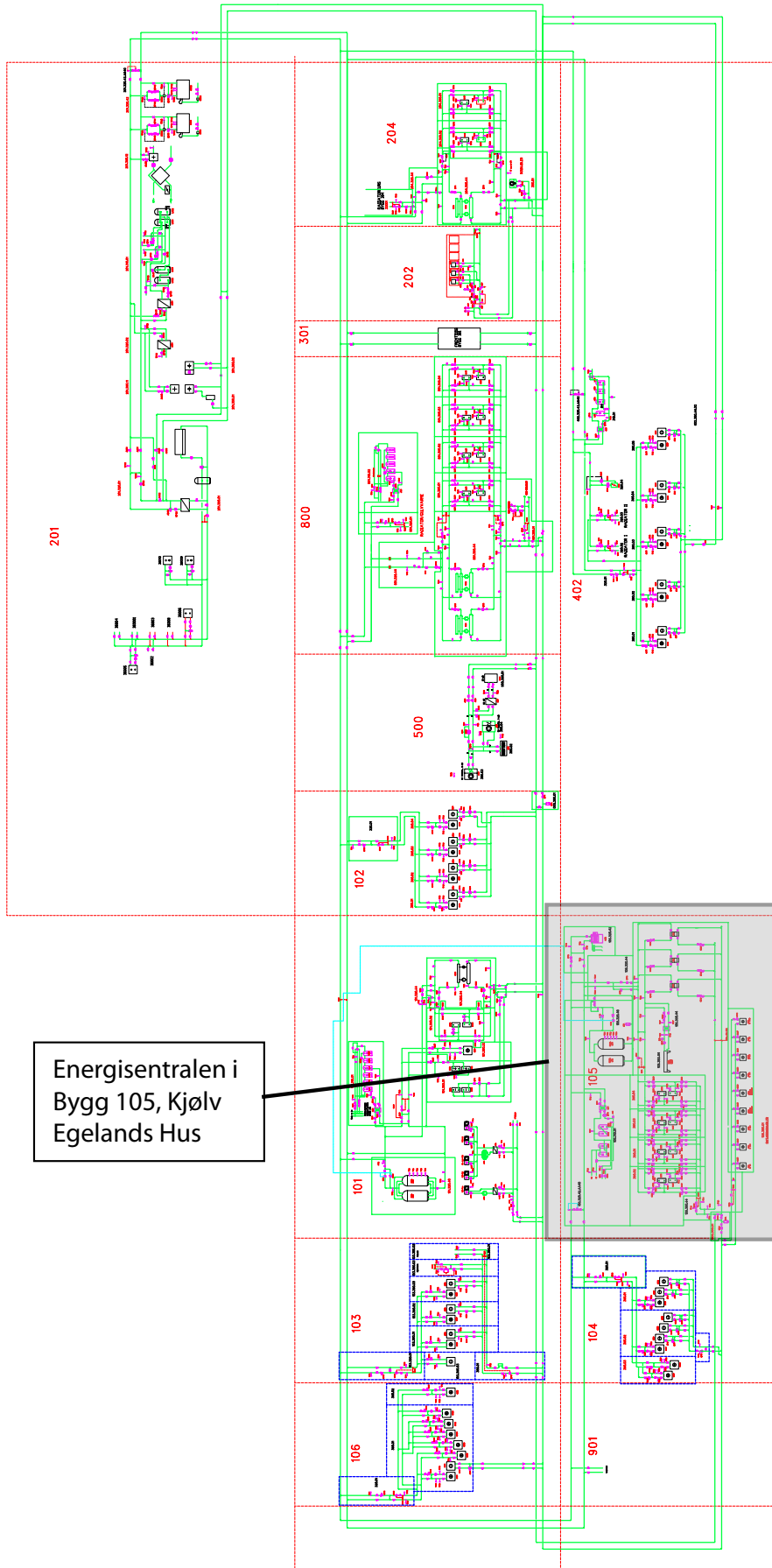
- Sæbø, Geir (2008), *SV: Noen spørsmål*, E-post til F. V. Karlsen.
- Selvåg, Eskil (2007), *Analyse av varmepumpeanlegg i nærvarmesystem*, Masteroppgave, Institutt for energi- og prosesseteknikk, NTNU.
- Stanford III, Herbert W. (2003), *HVAC Water Chillers and Cooling Towers. Fundamentals, Applications and Operation*, USA: Marcel Dekker, Inc.
- Statsbygg (2006), *Universitetet i Stavanger. Tilbygg og nybygg*, Statsbygg. (Undervisnings- og administrasjonsbygg). Ferdigmelding nr. 653/2006 Prosjektnr. 9801.
- Statsbygg (2007), *Varmepumpeveileder for byggherrer og rådgivere.*, Statsbygg. [Veileder utgitt av Statsbygg og NVEs byggoperatør].
- Stene, Jørn (1999), *Guidelines for Design and Operation of Compression Heat Pump, Air Conditioning and Refrigeration Systems with Natural Working Fluids*, IEA Annex 22, Compression with Natural Working fluids, FINAL REPORT, Report No. HPP-AN22-4.
- Stene, Jørn (2000), *Varmepumper for oppvarming og kjøling av bygninger*, SINTEF rapport, SINTEF Energiforskning AS, Avdeling energiprosesser.
- Stene, Jørn (2001a), *Varmepumper. Bygningsoppvarming*, SINTEF rapport nr. STF84 A97303, SINTEF Energi Klima- og kuldeteknikk.
- Stene, Jørn (2001b), *Varmepumper. Grunnleggende varmepumpeteknikk*, SINTEF rapport nr. STF84 A97302, SINTEF Energi Klima- og kuldeteknikk.
- Stene, Jørn (2007), *Lysarkserie*, Forelesningsmateriale i emnet TEP 4260 Varmepumper for byningsklimatisering.
- Stene, Jørn (2008a), *Lysarkserie*, Forelesningsmateriale i emnet TEP 4260 Varmepumper for byningsklimatisering.
- Stene, Jørn (2008b), *Lysarkserie*, Forelesningsmateriale i emnet TEP 14 Varmepumpeteknikk.
- Stene, Jørn (2008c), *Personlig kommunikasjon*, Personlig kommunikasjon og veileding våren 2008.
- Stene, Jørn & T. Tokle (1998), *Varmepumper for byningsklimatisering. Teknologisk status*

- og utviklingstendenser, SINTEF teknisk rapport nr. F4657, SINTEF Energiforskning AS, Klima- og kuldeteknikk.
- Stensaas, Leif I. (2007), *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*, Skarland Press As, 2. opplag.
- TAC (2008), *TAC Vista®Webstation TACSERV01*, TAC Vista®Webstation [internett]. Tilgjengelig fra: <http://152.94.26.30/webstation/DefaultPage.aspx?frameset=true&page=GraphicPage.aspx?objectId=3223584769/>, [Tilgang sjekket 26.mars 2008].
- TEK (2007), *FOR 1997-01-22 nr 33: Forskrift om krav til byggverk og produkter til byggverk (TEK)*., Lovdata [Internett]. Tilgjengelig fra: <http://www.lovdata.no/cgi-wift/ldles?doc=/sf/sf/sf-19970122-0033.html#8-34>. [Tilgang sjekket: 19.mai 2008].
- Trane (2008a), *Series R. Helical rotary Water-Cooled Liquid Chillers.*, Trane [Internett]. [Produktktalog]. Tilgjengelig fra: [http://trane.com/webcache/rf/rotary%20liquid%20chillers%20\(rlc\)/product/rlc-prc029-en_01312008.pdf](http://trane.com/webcache/rf/rotary%20liquid%20chillers%20(rlc)/product/rlc-prc029-en_01312008.pdf). [Tilgang sjekket: 18.april 2008].
- Trane (2008b), *Water-cooled chillers. Helical rotary compressor 200-700 kW. RTWB*, Trane [Internett]. [Utdrag fra produktbrosjyre]. Tilgjengelig fra: http://www.trane.com.ua/files/RTWB_E_05.pdf.1161854479.pdf. [Tilgang sjekket: 18.april 2008].
- UiS (2008), *Universitetet i Stavanger.*, Universitetet i Stavanger [internett]. Tilgjengelig fra: <http://www.uis.no/>, [Tilgang sjekket 26.mars 2008].
- Wirz, Dick (2006), *Commercial Refrigeration for Air Conditionin Technicians*, Thomsom Delmar Learning.

Vedlegg A - Prinsippeskjemaer

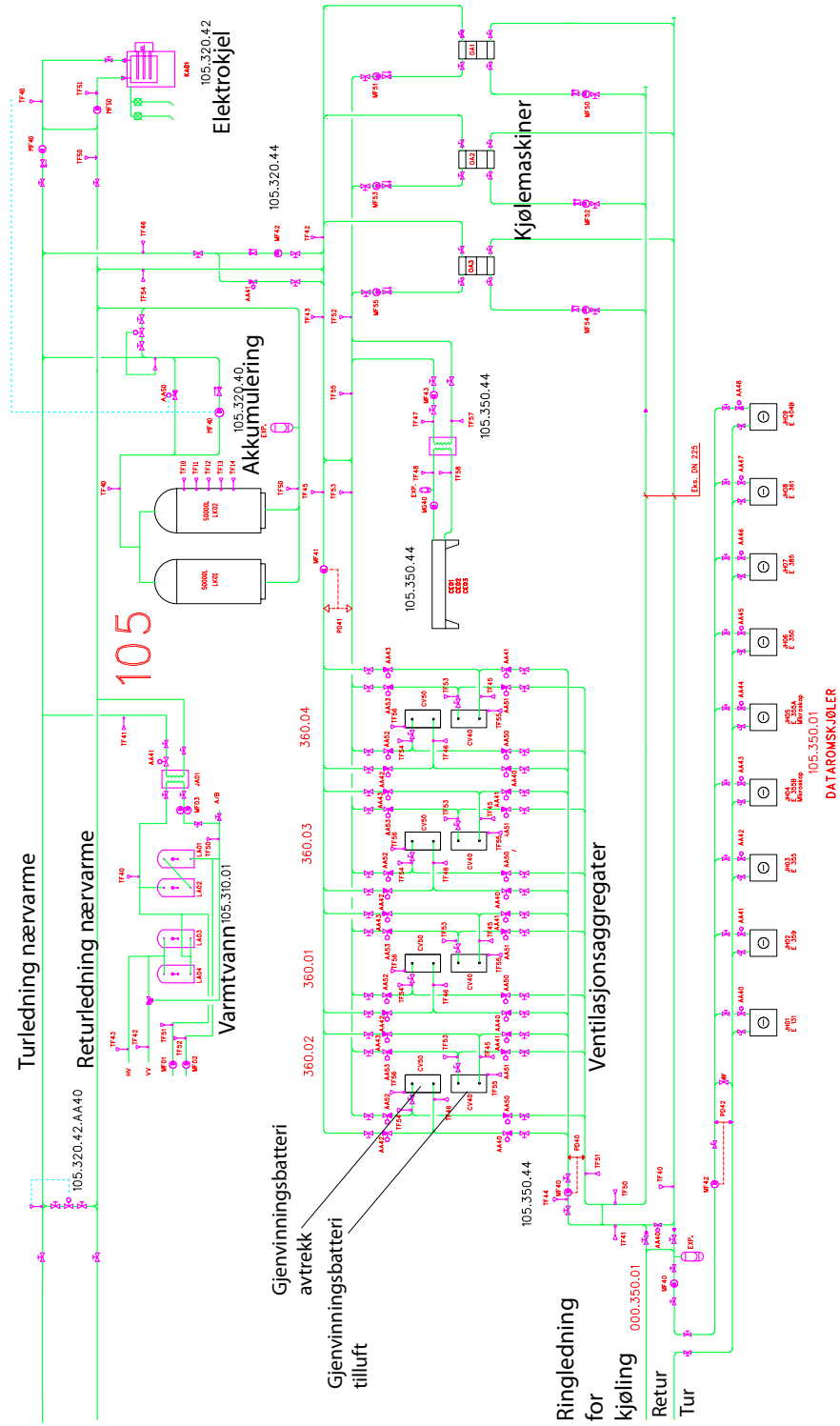
Prinsippeskjema for alle bygninger	A-2
Prinsippeskjema for energisentralen i Bygg 105, Kjølvs Egelands Hus	A-3

Figur A-1: Prinsippskjema for alle bygninger.



Energisentralen i
Bygg 105, Kjølv
Egelands Hus

Figur A-2: Prinsippskjema for energisentralen i Bygg 105, Kjølv Egelands Hus.



Vedlegg B - Beregningsresultater

roterende varmegjenvinner

Alternativ 1 - Roterende varmegjenvinner plassert etter varmepumpeenhet

Tabell B-1: Inndata for beregning av Alternativ 1.

Generelt		
Romtemperatur	21	[°C]
Luftmengde	20 000	[m ³ /h]
C _{p,luft}	0,35	[Wh/m ³ K]
Driftstid	15	[h/d]
Elektrisitetspris	0,85	[kr/kWh]
Varmepumpe		
Effektfaktor	4,7	[-]
ΔT_{luft}	15,00	[K]
Q ₀	105,00	[kW]
W	27,58	
Q _K	130,80	
Roterende varmegjenvinner		
η	0,8	[-]
T _{forrVG}	6	[°C]
W _{rVG}	0,2	[kW]

Tabell B-2: Utemperaturens varighet for Stavangerklima og gjenvunnet varme av roterende varmegjenvinner.

		Utemperaturer ved årsmiddel [°C]				Effektbehov		Tilgjengelig for gjenvunnet varme-gjenvinner		Gjenvunnet roterende varmegjenvinner	
Antall dager	7	8,0	7,6								
[d]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0	-10	-7,00	-9,0	210 000,00	210	105	84				
5	-5,5	-2,20	-3,5	171 640,00	171,64	66,64	53,312				
10	-3,6	-1,10	-2,1	161 700,00	161,7	56,7	45,36				
15	-2,8	-0,50	-1,4	156 940,00	156,94	51,94	41,552				
20	-2	0,00	-0,8	152 600,00	152,6	47,6	38,08				
30	-1	0,80	0,1	146 440,00	146,44	41,44	33,152				
40	-0,1	1,40	0,8	141 400,00	141,4	36,4	29,12				
50	0,7	2,00	1,5	136 640,00	136,64	31,64	25,312				
60	1,2	2,60	2,0	132 720,00	132,72	27,72	22,176				
80	2,4	3,50	3,1	125 580,00	125,58	20,58	16,464				
100	3,4	4,30	3,9	119 420,00	119,42	14,42	11,536				
150	5,5	6,50	6,1	104 300,00	104,3	0	0				
200	7,9	8,80	8,4	87 920,00	87,92	0	0				
250	10,2	11,00	10,7	72 240,00	72,24	0	0				
300	12,8	13,30	13,1	55 300,00	55,3	0	0				
320	13,9	14,30	14,1	48 020,00	48,02	0	0				
340	15,1	15,20	15,2	40 880,00	40,88	0	0				
350	16,2	16,20	16,2	33 600,00	33,6	0	0				
365	19	19,00	19,0	0,00	0	0	0				

Tabell B-3: Energidekning for varmepumpen og kostnader for varmepumpe og roterende varmegjenvinner ved de ulike periodene.

Antall dager	Antall timer	Energibehov	Gjenvunnet		Dekkes av VP	Kostnader VP		Kostnader roterende varme-gjenvinner
			roterende varme-gjenvinner	[kWh]		varme-gjenvinning	[kr]	
[d]	[h]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kr]	[kr]	[kr]
5	75	14 311,50	5 149,20	9 162,30	1 931,93	12,75	12,75	
5	75	12 500,25	3 700,20	8 800,05	1 855,55	12,75	12,75	
5	75	11 949,00	3 259,20	8 689,80	1 832,30	12,75	12,75	
5	75	11 607,75	2 986,20	8 621,55	1 817,91	12,75	12,75	
10	150	22 428,00	5 342,40	17 085,60	3 602,61	25,5	25,5	
10	150	21 588,00	4 670,40	16 917,60	3 567,18	25,5	25,5	
10	150	20 853,00	4 082,40	16 770,60	3 536,19	25,5	25,5	
10	150	20 202,00	3 561,60	16 640,40	3 508,73	25,5	25,5	
20	300	38 745,00	5 796,00	32 949,00	6 947,50	51	51	
20	300	36 750,00	4 200,00	32 550,00	6 863,37	51	51	
50	750	83 895,00	4 326,00	79 569,00	16 777,62	127,5	127,5	
50	750	72 082,50	0,00	72 082,50	15 199,05	0	0	
50	750	60 060,00	0,00	60 060,00	12 664,03	0	0	
50	750	47 827,50	0,00	47 827,50	10 084,73	0	0	
20	300	15 498,00	0,00	15 498,00	3 267,85	0	0	
20	300	13 335,00	0,00	13 335,00	2 811,77	0	0	
10	150	5 586,00	0,00	5 586,00	1 177,84	0	0	
15	225	3 780,00	0,00	3 780,00	797,04	0	0	
	365	5475		465 924,90	98 243,19		382,5	

Tabell B-4: Totale kostnader for Alternativ 1.

Varmeytelse VP	Til overs VP	Spart VP	Totale kostnader VP	Totale kostnader varme- gjenvinning
[kWh]	[kWh]	[kr]	[kr]	[kr]
9 810,00	647,70	434,46	1 497,47	1 510,22
9 810,00	1 009,95	677,45	1 178,10	1 190,85
9 810,00	1 120,20	751,40	1 080,90	1 093,65
9 810,00	1 188,45	797,18	1 020,73	1 033,48
19 620,00	2 534,40	1700,00	1 902,60	1 928,10
19 620,00	2 702,40	1812,69	1 754,49	1 779,99
19 620,00	2 849,40	1911,30	1 624,89	1 650,39
19 620,00	2 979,60	1998,63	1 510,10	1 535,60
39 240,00	6 291,00	4219,83	2 727,68	2 778,68
39 240,00	6 690,00	4487,47	2 375,91	2 426,91
98 100,00	18 531,00	12430,08	4 347,54	4 475,04
98 100,00	26 017,50	17451,81	-2 252,77	-2 252,77
98 100,00	38 040,00	25516,17	-12 852,15	-12 852,15
98 100,00	50 272,50	33721,39	-23 636,67	-23 636,67
39 240,00	23 742,00	15925,47	-12 657,62	-12 657,62
39 240,00	25 905,00	17376,35	-14 564,58	-14 564,58
19 620,00	14 034,00	9413,62	-8 235,77	-8 235,77
29 430,00	25 650,00	17205,31	-16 408,27	-16 408,27
	250 205,10	167830,62	-69 587,43	-69 204,93

Alternativ 2 - Roterende varmegjenvinner plassert foran varmpumpeenhet

Tabell B-5: Inndata for beregning av Alternativ 2.

Generelt		
Romtemperatur	21	[°C]
Luftmengde	20 000	[m ³ /h]
C _{p,luft}	0,35	[Wh/m ³ K]
Driftstid	15	[h/d]
Elektrisitetspris	0,85	[kr/kWh]
Varmepumpe		
Effektfaktor	3,7	[-]
ΔT_{luft}	15,00	[K]
Q ₀	105,00	[kW]
Roterende varmegjenvinner		
η	0,8	[-]
T _{forrVG}	21	[°C]
W _{rVG}	0,2	[kW]

Tabell B-6: Utemperaturens varighet for Stavangerklima og gjenvunnet varme av roterende varmegjenvinner.

Antall dager	7	8,00	7,6	Effektbehov	Temperatur			
					Tilgjengelig for roterende varme- gjenvinner	Gjenvunnet roterende varme- gjenvinner	Gjenvunnet roterende varme- gjenvinner	etter roterende varme- gjenvinner til
[d]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]
0	-10	-7,00	-9,0	210 000,00	210	210	168,0	-0,808
5	-5,5	-2,20	-3,5	171 640,00	171,64	171,64	137,3	1,952
10	-3,6	-1,10	-2,1	161 700,00	161,7	161,7	129,4	2,792
15	-2,8	-0,50	-1,4	156 940,00	156,94	156,94	125,6	3,312
20	-2	0,00	-0,8	152 600,00	152,6	152,6	122,1	3,912
30	-1	0,80	0,1	146 440,00	146,44	146,44	117,2	4,552
40	-0,1	1,40	0,8	141 400,00	141,4	141,4	113,1	5,112
50	0,7	2,00	1,5	136 640,00	136,64	136,64	109,3	5,608
60	1,2	2,60	2,0	132 720,00	132,72	132,72	106,2	6,24
80	2,4	3,50	3,1	125 580,00	125,58	125,58	100,5	7
100	3,4	4,30	3,9	119 420,00	119,42	119,42	95,5	8,216
150	5,5	6,50	6,1	104 300,00	104,3	104,3	83,4	10,016
200	7,9	8,80	8,4	87 920,00	87,92	87,92	70,3	11,848
250	10,2	11,00	10,7	72 240,00	72,24	72,24	57,8	13,712
300	12,8	13,30	13,1	55 300,00	55,3	55,3	44,2	15,096
320	13,9	14,30	14,1	48 020,00	48,02	48,02	38,4	15,92
340	15,1	15,20	15,2	40 880,00	40,88	40,88	32,7	16,744
350	16,2	16,20	16,2	33 600,00	33,6	33,6	26,9	19,08
365	19	19,00	19,0	0,00	0	0	0,0	

Tabell B-7: Energidekning for varmpeumpen og kostnader for varmepumpe og roterende varmegjenvinner ved de ulike periodene.

Antall dager	Antall timer	Energibehov	Gjenvunnet roterende VG	Dekkes av VP	Kostnader VP varmegjenvinning	Kostnader roterende varmegjenvinner	Temperatur etter rVG fra	Temperatur etter VPenhet	Fordampn. temp.
[d]	[h]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kr]	[kr]	[°C]	[°C]	[°C]
5	75	14 311,50	11 449,20	2 862,30	771,75	12,75	-0,81	-15,81	-21,8
5	75	12 500,25	10 000,20	2 500,05	674,08	12,75	1,95	-13,05	-19,0
5	75	11 949,00	9 559,20	2 389,80	644,35	12,75	2,79	-12,21	-18,2
5	75	11 607,75	9 286,20	2 321,55	625,95	12,75	3,31	-11,69	-17,7
10	150	22 428,00	17 942,40	4 485,60	1 209,43	25,5	3,91	-11,09	-17,1
10	150	21 588,00	17 270,40	4 317,60	1 164,14	25,5	4,55	-10,45	-16,4
10	150	20 853,00	16 682,40	4 170,60	1 124,50	25,5	5,11	-9,89	-15,9
10	150	20 202,00	16 161,60	4 040,40	1 089,40	25,5	5,61	-9,39	-15,4
20	300	38 745,00	30 996,00	7 749,00	2 089,33	51	6,24	-8,76	-14,8
20	300	36 750,00	29 400,00	7 350,00	1 981,75	51	7,00	-8,00	-14,0
50	750	83 895,00	67 116,00	16 779,00	4 524,06	127,5	8,22	-6,78	-12,8
50	750	72 082,50	57 666,00	14 416,50	3 887,06	127,5	10,02	-4,98	-11,0
50	750	60 060,00	48 048,00	12 012,00	3 238,75	127,5	11,85	-3,15	-9,2
50	750	47 827,50	38 262,00	9 565,50	2 579,11	127,5	13,71	-1,29	-7,3
20	300	15 498,00	12 398,40	3 099,60	835,73	51	15,10	0,10	-5,9
20	300	13 335,00	10 668,00	2 667,00	719,09	51	15,92	0,92	-5,1
10	150	5 586,00	4 468,80	1 117,20	301,23	25,5	16,74	1,74	-4,3
15	225	3 780,00	3 024,00	756,00	203,84	38,25	19,08	4,08	-1,9
365	5475	512 998,50	410 398,80	102 599,70	27 663,56	930,75			

Tabell B-8: Totale kostnader for Alternativ 2.

Qford	Qk	W	COP	Varmeytelse VP	Til overs VP	Spart VP	Totale kostnader VP	Totale kostnader varme- gjenvinning	
[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kr]	[kr]	
41,73	60,35	20,3	3,0	222,96798	4526,25	1 663,95	1033,00979	-261,26	-248,51
47,42	67,15	21,48	3,1	234,462291	5036,25	2 536,20	1574,51812	-900,44	-887,69
49,15	69,19	21,81	3,2	237,929849	5189,25	2 799,45	1737,94841	-1 093,60	-1 080,85
50,26	70,5	22,01	3,2	240,231713	5287,5	2 965,95	1841,31457	-1 215,36	-1 202,61
51,62	72,09	22,26	3,2	485,781671	10813,5	6 327,90	3928,47299	-2 719,04	-2 693,54
53,24	73,98	22,54	3,3	492,324756	11097	6 779,40	4208,77223	-3 044,63	-3 019,13
54,43	75,35	22,74	3,3	497,031662	11302,5	7 131,90	4427,61051	-3 303,11	-3 277,61
55,63	76,75	22,94	3,3	501,852659	11512,5	7 472,10	4638,81273	-3 549,42	-3 523,92
57,11	78,45	23,17	3,4	1015,75313	23535	15 786,00	9800,22989	-7 710,90	-7 659,90
59,13	80,76	23,48	3,4	1031,8569	24228	16 878,00	10478,1629	-8 496,41	-8 445,41
62,26	84,33	23,93	3,5	2643,02131	63247,5	46 468,50	28848,4722	-24 324,42	-24 196,92
67,22	89,92	24,58	3,7	2743,69406	67440	53 023,50	32917,9329	-29 030,87	-28 903,37
72,5	95,8	25,2	3,8	2851,19048	71850	59 838,00	37148,4959	-33 909,75	-33 782,25
78,43	102,3	25,8	4,0	2973,83721	76725	67 159,50	41693,8134	-39 114,70	-38 987,20
83,04	107,4	26,21	4,1	1229,30179	32220	29 120,40	18078,4628	-17 242,73	-17 191,73
85,78	110,3	26,44	4,2	1251,51286	33090	30 423,00	18887,1401	-18 168,05	-18 117,05
88,59	113,3	26,65	4,3	637,711069	16995	15 877,80	9857,22096	-9 555,99	-9 530,49
97,47	122,8	27,21	4,5	1015,4355	27630	26 874,00	16683,8577	-16 480,02	-16 441,77
1550,72			3,7	20305,8969	501725,25	399 125,55	247784,248	-220 120,69	-219 189,94